

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**  
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**  
**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ**  
**КАФЕДРА ДИНАМІКИ І МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ**

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Сергій ПИСКУНОВ  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**Магістерська дисертація**  
**на здобуття ступеня магістра**  
**за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»**  
**зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»**  
**на тему: «Конструювання однозрізного з'єднання композит-композит з**  
**максимальною масовою ефективністю»**

Виконав (-ла):  
студент (-ка) VI курсу, групи МП-91мп  
Бойко Микита Ілліч \_\_\_\_\_

Керівник:  
доктор технічних наук, професор,  
Пискунов Сергій Олегович \_\_\_\_\_

Рецензент:  
д.т.н., проф.  
Данильченко Ю.М. \_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент (-ка)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма – «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ПИСКУНОВ

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**

Бойко Микита Ілліч

1. Тема дисертації «Конструювання однозрізного з'єднання композит-композит з максимальною масовою ефективністю», науковий керівник дисертації Пискунов Сергій Олегович, доктор технічних наук, професор, затверджені наказом по університету від «\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р. № \_\_\_\_\_
2. Термін подання студентом дисертації: 10.12.2020 р.
3. Об'єкт дослідження однозрізне з'єднання метал-композит та композит-композит.
4. Предмет дослідження: розрахунок та розробка програмного обладнання щодо об'єкта дослідження.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити:
  - 1) Огляд сучасного стану проблеми
  - 2) Огляд існуючих рішень та порівняння умов.
  - 3) Розв'язок задачі знаходження НДС та оптимізації
  - 4) Порівняння результатів моделювання і експерименту та оптимізація
  - 5) Розробка стартап-проекту.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу – 6 і більше.

7. Орієнтовний перелік публікацій – 1 і більше.

8. Дата видачі завдання: 01.09.2020 р.

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз літератури	01.09.20 - 19.09.20	
2	Огляд існуючих рішень	20.09.20 – 09.10.20	
3	Розв’язок задачі знаходження НДС та оптимізації	10.10.20 – 31.10.20	
4	Порівняння результатів моделювання і експерименту та оптимізація	01.11.20 – 19.11.20	
5	Стартап-проект та висновки	20.11.20 – 10.12.20	

Студент

Микита БОЙКО

Науковий керівник

\_\_\_\_\_

Сергій ПИСКУНОВ

### Анотація

Дипломний проект освітньо кваліфікаційного рівня «магістр» за спеціальністю 131 Прикладна механіка, спеціалізації «Динаміка і міцність машин та опір матеріалів» на тему: «Конструювання однозрізного з'єднання композит-композит з максимальною масовою ефективністю».

Проект складається з вступу, п'яти розділів, висновків і списку використаних джерел. Робота містить 77 сторінок, 29 таблиць, 39 малюнків

Актуальність роботи полягає в тому, що конструкції з типом з'єднань композит – композит і композит – алюміній досліджені тільки для стандартних схем армування (0,  $\pm 45$ , 90) градусів, натомість намотування виробів з використанням вуглепластику у вигляді джгутів, стрічок і в перспективі вуглетканини широко використовується під час розробки нових дизайнів фюзеляжів, оперення літаків, ракет, при цьому пакет композиційного матеріалу має в своєму складі шари армування (0,  $\pm 15$ ,  $\pm 30$ ,  $\pm 45$ ,  $\pm 60$ ,  $\pm 75$ , 90) що і підлягає дослідженню в моїй роботі.

Мета роботи – дослідити роботу з'єднань метал – композит, при армуванні шарів композиту (0,  $\pm 15$ ,  $\pm 30$ ,  $\pm 45$ ,  $\pm 60$ ,  $\pm 75$ , 90) градусів відповідно.

Завдання роботи:

- Визначити матриці жорсткості для пакету монослоїв
- Дослідити вплив різних параметрів (діаметр болтів, пружні характеристики, товщина пакету) на розподілення навантаження між елементами кріплення.
- Оптимізація однозрізного з'єднання метал – композит для рівномірного розподілення зусиль в елементах кріплення

Розрахунок виконаний за допомогою напівемпіричних методів. Всі розрахунки проводяться в Excel і NX Patran. Оскільки розрахунок проводиться за іноземними методиками, всі обчислення проводяться в американській системі одиниць.

**Ключові слова:** *композит, гнучкість елементів кріплення, жорсткість системи*

### **Abstract**

The master's degree dissertation of specialty 131 Mechanics, specialization "Dynamics and Strength of Machines and Strength of materials" on topic "Design of single shear composite -composite joint of minimum mass"

The dissertation consists of introduction, five parts, conclusions and references. The project contains 74 pages, 39 figures, 29 tables.

The urgency of the chosen topic is that the structures with the type of joints composite – composite and composite – aluminum are investigated only for standard schemes of reinforcement (0,  $\pm 45$ , 90) degrees, instead of winding products using carbon fiber in the form of bundles, tapes and in carbon perspective, it is widely used in the development of new aircraft or missile fuselage designs, with the composite package having reinforcement layers (0,  $\pm 15$ ,  $\pm 30$ ,  $\pm 45$ ,  $\pm 60$ ,  $\pm 75$ , 90 in its composition) which is the subject of research in my work.

The purpose of the work is to investigate the work of metal - composite joints, with the reinforcement of the composite layers 0,  $\pm 15$ ,  $\pm 30$ ,  $\pm 45$ ,  $\pm 60$ ,  $\pm 75$ , 90 degrees respectively.

Tasks of the work:

- Determination of the stiffness matrix for the monolayer package
- Investigation of the influence of various parameters (bolt diameter, package thickness elastic properties)
- Optimization single shear metal-composite joint

The design is done using semi-empirical methods. All calculations are carried out in Excel and NX Patran. Since the calculation is carried out according to a foreign method, all calculations are performed in the American measurement system.

**Keywords:** *composite, fastener flexibility, system rigidity*

## Таблиця зміст

Анотація.....	4
Анотація.....	4
Вступ.....	9
Передумови .....	9
1. Огляд існуючих металокомпозитних з'єднань .....	12
1.1. Механічне з'єднання .....	14
1.2. Клейове з'єднання .....	15
1.3. Гібридне з'єднання та гіпер з'єднання .....	15
1.4. Порівняння методів з'єднання.....	16
1.5. Гнучкість кріплення для розрахунку .....	20
1.5.1. Визначення гнучкості кріплення .....	20
1.5.2. Огляд методів.....	23
1.5.3. Грумман.....	24
1.5.4. Хат .....	24
1.5.5. Барруа .....	25
1.5.6. Тейт.....	26
1.5.7. Вплив гнучкості кріплення на розподіл навантаження .....	29
2. Розрахунок гнучкості кріплення в одному зсувному з'єднанні .....	36
2.1. Визначення жорсткості композитів .....	36
2.2. Метод Тейт .....	42
2.3. Метод Huth.....	44
2.4. Моделювання кріплення для MSC. Аналіз кінцевих елементів Настрона ...	46
2.4.1. Жорсткість з'єднання кріплення .....	46
2.4.2. Моделювання стикового кріплення.....	49
2.4.3. Сумісність зміщень в з'єднанні .....	52
2.4.4. Моделювання .....	52
2.5. Розподіл навантаження між кріпленнями .....	55

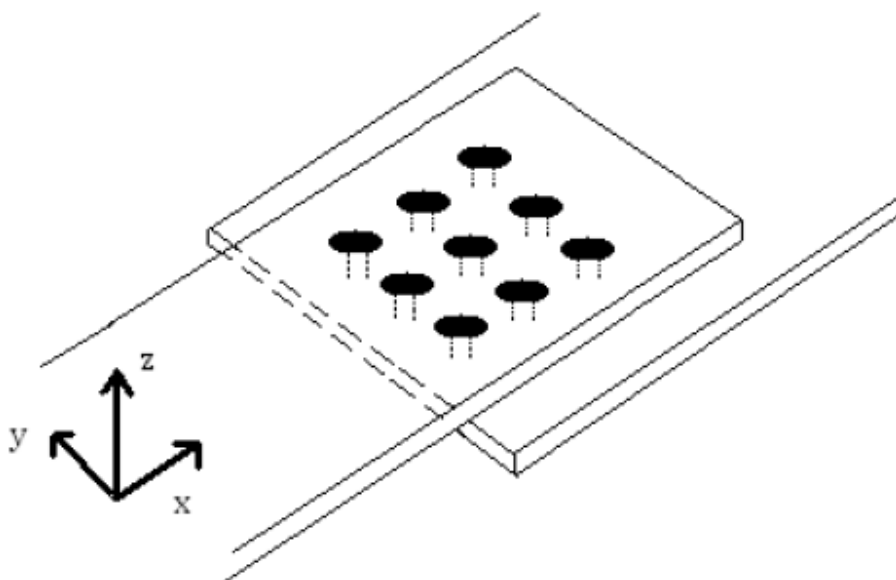
3. Оптимізація одного зсувного з'єднання .....	62
4. Стартап-проект .....	68
4.1. Опис ідеї проекту .....	68
4.2. Аудит технологій .....	70
4.3. Аналіз ринкових можливостей для запуску стартап-проекту .....	71
Висновок .....	75
Список літератури .....	76



## Вступ

### Передумови

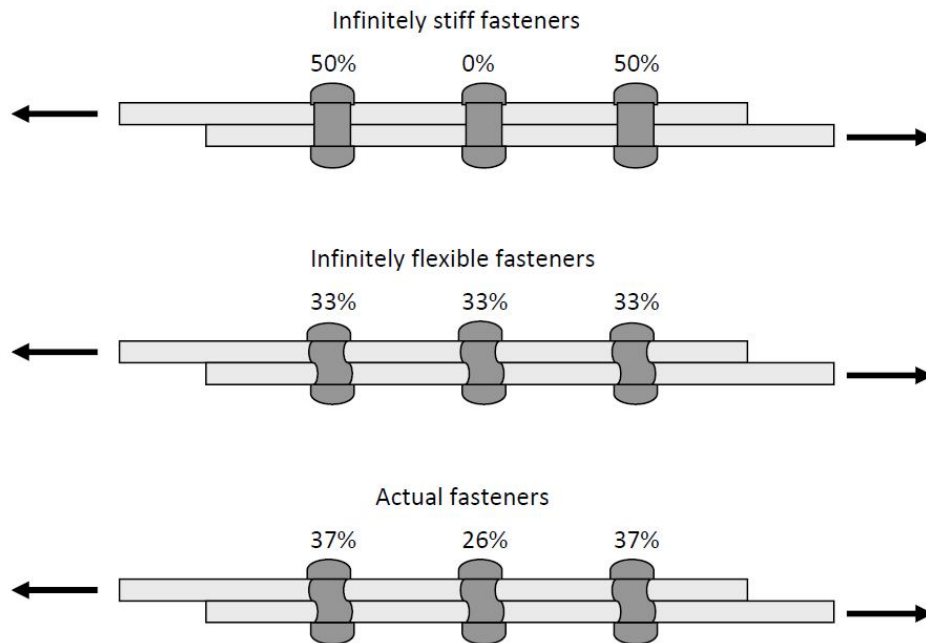
Болтові з'єднання широко використовуються при з'єднанні конструктивних елементів у більшій конфігурації. Інформація про розподіл навантаження та гнучкість кріплення між кріпленнями в з'єднанні представляє інтерес для проектування полегшених конструкцій, що часто зустрічаються в галузі авіації. Конструкції літаків, зокрема фюзеляж і крила, часто з'єднуються за допомогою болтових з'єднань з різними типами кріплень. Ескіз болтового з'єднання показано в Малюнок 1.



Малюнок 1 Приклад з'єднання

Розподіл навантаження між кріпильними елементами в з'єднанні має великий вплив на фактори, що впливають на міцність і термін служби стику, такі як тиск в підшипниках і концентрація напружень, і тому представляє інтерес при проектуванні та розмірі такої конструкції.

Гнучкість кріплення - це властивість, яка представляє інтерес при розрахунку розподілу навантаження в шарнірі. Це показник впливу кріплення на гнучкість з'єднання і має великий вплив на розподіл навантаження, як проілюстровано в Малюнок 2.



Малюнок 2 Поперечний зріз з'єднання; розподіл навантаження з різною гнучкістю кріплення

З моменту створення технології існували різні проблеми, пов'язані з їх розробкою, впровадженням, експлуатацією, обслуговуванням, використанням. З часом та технічним прогресом деякі досягнення замінюються більш ідеальними та ефективними. У наш час важливим рушійним фактором є співвідношення ціни та якості, звичайно, з урахуванням інших особливостей, які можна об'єднати у велику групу технічних та економічних вимог. Ефективність визначається для кожної галузі окремо. Ефективність також залежить від характеру предмета, що оцінюється. Для матеріалів у галузі машинобудування актуальне співвідношення ціни та якості, вартості та довговічності, довговічності та ваги. Це пов'язано з тим, що зменшення ваги конструкції дозволяє економити енергію і, отже, знижувати витрати на експлуатацію. Однак, зменшення ваги конструкції повинно відбуватися без зменшення несучої здатності конструкції для підтримки надійності та експлуатаційних характеристик. Тепер фактичним рішенням є використання

композиційних матеріалів з різними властивостями, які можна встановити заздалегідь. [1]

Композитний матеріал - це матеріал, виготовлений з двох або більше складових матеріалів із суттєво різними фізичними або хімічними властивостями, який у поєднанні утворює матеріал із характеристиками, відмінними від окремих компонентів. Застосування композиційних матеріалів має свої переваги та недоліки залежно від виду матеріалу. Загальним для всіх переваг є високе відношення міцності до ваги, висока жорсткість і лінійність діаграми напружень до деформації.

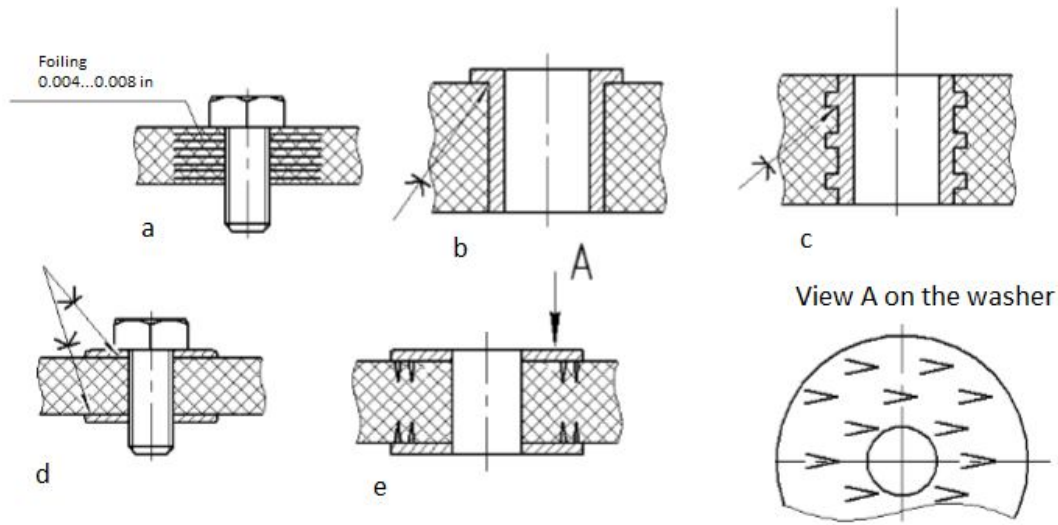
Фітинги - це основа функціонування всього на Землі, тому не було періодів і не було організацій, підприємств, які б не вирішували проблеми з цим пов'язані. Правильно розроблений та реалізований фітинг забезпечує задумане функціонування, а невірне може навіть призвести до згубних наслідків (наприклад, з'єднання крила і конструкції фюзеляжа). Згідно зі статистичними даними, з'єднання вносять до 20% своєї маси в конструкцію літака і відповідають за 80% аварій та катастроф. Конструкції літальних апаратів відрізняються великою кількістю функціональних, експлуатаційних та технологічних з'єднань і з'єднань, які, з одного боку, є джерелами нерегулярності напружено-деформованого стану, а з іншого боку, вони вимагають деяких особливих властивостей матеріалу в місце стикових частин (твердість, 1]

## 1. Огляд існуючих металокомпозитних з'єднань

Для того, щоб зменшити вагу конструкцій літаків, вони, як правило, підвищують ефективність використовуваних матеріалів та існуючих технологій. Композиційні матеріали та деталі на їх основі в аерокосмічній промисловості широко використовуються в останні роки завдяки їх унікальним властивостям, таким як низька щільність, висока міцність, корозійна стійкість, низька теплопровідність, висока інтеграція і т. Д. Не завжди можливо збільшити ефективність і загальний обсяг КМ в конструкціях літаків через високу вартість цих матеріалів, а також через ряд проблем, пов'язаних з труднощами з'єднання деталей КМ між собою, а також з металом будова елементів. Всі переваги та недоліки КМ пояснюються анізотропною структурою, суттєвими відмінностями властивостей у різних напрямках, та недосконалість техніки проектування композитних одиниць. Розрахунок фізико-механічних характеристик матеріалів також викликає певні труднощі. [2]

Завдяки своїй полімерній структурі КМ добре прилипає або зварюється, як у випадку використання термопластичної матриці. Клей і полімерна матриця будь-якої природи - це дуже крихкі матеріали з низькими характеристиками міцності та поганим сприйняттям зсувних напружень. Найважливішою фізико-механічною характеристикою як адгезійних, так і зварних з'єднань є модуль зсуву. Згідно з експериментальними даними, граничне навантаження на клейові з'єднання становить близько 8600 фунтів / дюйм, що недостатньо для передачі сил у конструкціях літаків. Тому застосовуються механічні типи з'єднань. Отвори для механічних кріплень завжди вважалися концентратором напружень для конструкції з будь-якого матеріалу, оскільки вони є джерелом тріщин і дефектів, які повністю зменшують несучу здатність конструкції. Для волокнистої пластмаси це особливо гостра проблема, оскільки в конструкції КМ основним опорним елементом є волокно. Коли волокно руйнується і отвори для механічних кріплень просвердлюються в деталях, виготовлених із КМ, несуча здатність конструкції різко падає. Оскільки механічні

з'єднання деталей виготовляються із КМ, міцність зменшується в 2-4 рази в порівнянні з аналогічним з'єднанням металевих деталей. Це призводить до значного збільшення маси конструкції, оскільки необхідно збільшувати товщину деталей, що входять в з'єднання, що знижує ефективність використання КМ або вимагає використання спеціальних конструктивно-технологічних рішень (КТР) з урахуванням специфіка композитів. Фрагментарне фольгування ( Коли волокно руйнується і отвори для механічних кріплень просвердлюються в деталях, виготовлених із КМ, несуча здатність конструкції різко падає. Фрагментарна фольга ( міцність зменшується в 2-4 рази в порівнянні з аналогічним з'єднанням металевих деталей. Це призводить до значного збільшення маси конструкції, оскільки необхідно збільшувати товщину деталей, що входять в з'єднання, що знижує ефективність використання КМ або вимагає використання спеціальних конструктивно-технологічних рішень (КТР) з урахуванням специфіка композитів. Фрагментарна фольга ( міцність зменшується в 2-4 рази в порівнянні з аналогічним з'єднанням металевих деталей. Це призводить до значного збільшення маси конструкції, оскільки необхідно збільшувати товщину деталей, що входять в з'єднання, що знижує ефективність використання КМ або вимагає використання спеціальних конструктивно-технологічних рішень (КТР) з урахуванням специфіка композитів. Фрагментарне фольгування (Малюнок 3 (а)), склеювання шайб з обох боків для механічних кріплень (Малюнок 3 (d, e)), склеювальні втулки різної конфігурації (Малюнок 3(b, c)), утворення отворів (зсувом волокон та дисперсійним зміцненням смоли з метою об'ємного вмісту волокон) все це збільшує кінцеві навантаження, що передаються з'єднаннями. [2]



Малюнок 3 Деякі з КТР, які збільшують несучу здатність

Проблеми з'єднання деталей із КМ самотійно або металевими конструктивними елементами вирішуються за рахунок використання інтегрованого формування вузлів та з'єднань у композитних деталях. Вони добре зарекомендували себе і досить активно використовуються в з'єднаннях. Наприклад, для передачі поздовжніх сил в зонах стиків деталей використовуються об'ємні КТР з поздовжніми та поперечними з'єднаннями. [2]

### 1.1. Механічне з'єднання

Механічне кріплення стосується використання болтів і заклепок для склеювання композитів з іншими металами. Механічні кріплення в основному використовуються для одноколінних з'єднань (заклепок і болтів), подвійних колінних з'єднань (болтів) і для фланців (болтів). Висока міцність на розрив і сила відшарування болтів і заклепок, толерантність до середовищ з високою вологістю, простота використання та простота ремонту роблять цю техніку з'єднання найпопулярнішою. Однак пошкодження армуючих волокон та послаблення перерізу через свердління, концентрація напружень навколо опорних отворів та проблеми із зазором кріплення є

основними недоліками цієї техніки, особливо при застосуванні до CFRP. Крім того, самі кріплення та перекриття швів є важливим джерелом збільшення ваги. [3]

## **1.2. Клейове з'єднання**

Адгезивне з'єднання передбачає використання клеїв, які утримують матеріали разом за допомогою поверхневого кріплення. Клеї зазвичай складаються на основі епоксидної смоли, але можуть бути на основі акрилу, фенолу або поліуретану. Вони надходять у рідкій, пастоподібній або плівковій формі та затвердіють при температурі від кімнатної до 170 ° С. Клеєно з'єднані з'єднання мають багато переваг, таких як невелика вага, рівномірний розподіл напружень, гнучкість конструкції, простота виготовлення та здатність склеювати структурні компоненти з різними механічними та термічними властивостями. Тим не менше, клейові з'єднання неможливо розібрати без пошкоджень. Крім того, ці з'єднання дуже чутливі до факторів навколишнього середовища, таких як вологість і температура, на додаток до інших конструктивних параметрів, таких як зазори склеювання, тип і структура прилипання та шорсткість поверхні і може мати низьку в'язкість та стійкість до повзучості. Однак найсерйознішою проблемою адгезивного склеювання є невизначеність щодо довгострокової цілісності конструкції внаслідок погіршення середовища. Така поведінка при відмові може призвести до введення “захисних заклепок” або посилення перекриття партнерів, що приєднуються, що знову збільшує вагу. [3]

## **1.3. Гібридне з'єднання та гіперз'єднання**

Гіперз'єднання, що вивчались у цьому проекті, були інноваційною формою гібридних з'єднань з тим самим наміром поєднати переваги механічного з'єднання з адгезивним з'єднанням. Як і інші гібридні процеси з'єднання, метою гіперз'єднань є утворення цілісного з'єднання між композитним матеріалом та металевим компонентом для утворення композитної конструкції, що має чудову несучу здатність. Гіпер з'єднання передбачають використання масивів невеликих металевих штифтів / виступів, які виготовляються на поверхні основного металу. Потім металеві

штифти / виступи інтегруються з композитним ламінатом без розриву волокон перед затвердінням смоли. Це покращує міцність з'єднання як за рахунок адгезії, так і за рахунок механічного прилягання через товщину композиту. Невеликий розмір штифтів (не більше 0,12 дюйма, але, як правило,  $\sim 0,04$  дюйма). в діаметрі) та засоби забезпечення механічного з'єднання чітко відрізняють цей новий підхід від звичайного гібридного процесу з'єднання. Штифти повинні мати невеликий діаметр, щоб уникнути пошкодження композиту при вставці. Таким чином, невеликі розміри та геометрія штифтів обмежують виробничі шляхи, які можна використовувати.

Стики є, мабуть, найпоширенішим джерелом руйнувань в конструкції літального апарату, і тому найважливішим є те, що всі аспекти проектування з'єднань враховуються при проектуванні конструкції. Збої можуть траплятися з різних причин, таких як вторинні напруження через ексцентриситети, надмірні концентрації напружень тощо, або якась комбінація умов, всі з яких важко точно оцінити. Ці фактори безпосередньо впливають на міцність з'єднання, особливо на скріплені з'єднання, які сильно ослаблені ефектом виїмки. . [3]

#### **1.4.Порівняння методів з'єднання**

Монтажні шви, які виникають при збиранні будь-яких двох компонентів, є основним джерелом концентрації напружень. У випадку скріплених з'єднань виникають концентрації напружень для підтримання деформаційної сумісності між склеюючим компонентом. У випадку механіки основна мета цього розділу - ознайомити інженера з деякими проблемними зонами, представити деякі допустимі показники спільного проектування та показати кілька прикладів вирішення типових проблем. [4]

Щоб повністю реалізувати потенціал вдосконалених композитів у легкій конструкції літака, особливо важливо забезпечити, щоб стики, скріплені або закріплені, не накладали зниженої ефективності конструкції. Ця проблема набагато



важча з композитними матеріалами, ніж із звичайними металами, оскільки композитні нитки з високою питомою міцністю відносно крихкі. Композити мають дуже малу здатність перерозподіляти навантаження, як показано в Малюнок 4 [4] і практично жодне прощення металу, що поступається, для маскування безлічі проектних наближень. Це є причиною того, чому докладаються більші зусилля для розуміння з'єднань у композитних матеріалах та забезпечення надійних технологій проектування, особливо для товстіших секцій та для декількох випадків дизайну

малюнків

кріплення.

[4]

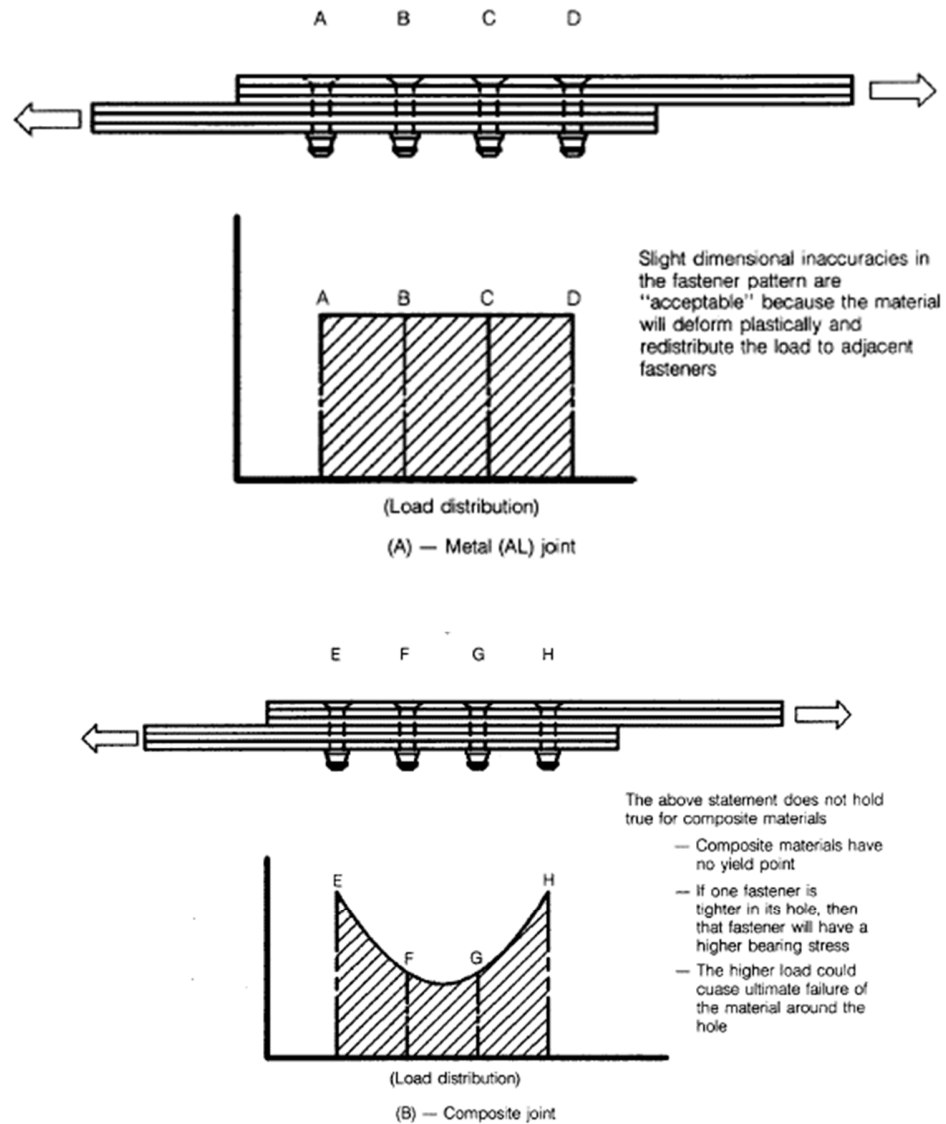


Fig. 5.1.3 Comparison Between Metal and Composite Joints

Малюнок 4 Порівняння розподілу навантаження в металевому та композитному з'єднанні

Таблиця 1 Порівняння методів з'єднання

Метод		Передбачувані переваги	Обмеження
Механічне кріплення		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Зрілі технології</li> <li>- Базова лінія для даних про витрати</li> <li>- Може доповнити способи складання зварних швів / з'єднань</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Низький ризик</li> <li>- Збільшена вага</li> <li>- Трудомісткий</li> <li>- Потрібна вторинна пломба</li> </ul>
Адгезивне склеювання		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Зменшена кількість / вага кріплення</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Помірний ризик</li> <li>- Необхідний цикл</li> <li>- Інструментальна обробка</li> </ul>
Термопластичне зварювання	- Опір	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Безперервний шов</li> <li>- Зменшена кількість / вага кріплення</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Помірний ризик</li> <li>- Потрібен 2 сторони доступу</li> </ul>
	- Ультразвуковий	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Може бути автоматизований процес</li> <li>- Можливе безперервне зварювання</li> <li>- Зменшена кількість / вага кріплення</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Помірний ризик</li> <li>- Потрібен 2 сторони доступу</li> </ul>
	- Індукція	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Потрібен 1 бічний доступ</li> <li>- Безперервний шов</li> <li>- Зменшена кількість / вага кріплення</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Помірний - високий ризик</li> <li>- Потрібен матеріал магнітного сприймача</li> </ul>
Захист		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Загальний однорідний зварний шов</li> <li>- Можливе усунення пломби</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Низький ризик</li> <li>- Розмір деталі / форма обмежена</li> </ul>

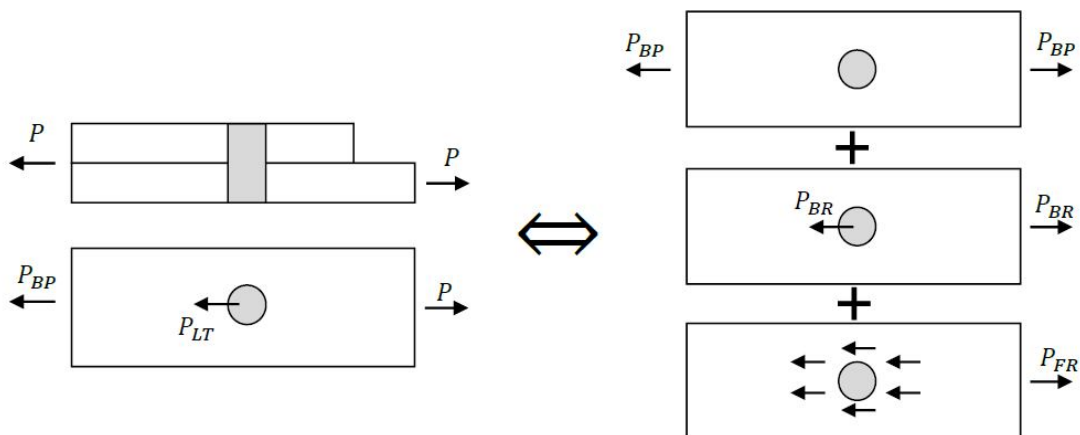
## 1.5. Гнучкість кріплення для розрахунку

### 1.5.1. Визначення гнучкості кріплення

Концепція гнучкості кріплення була представлена Tate & Rosenfelt в 1946 р. [5], під псевдонімом "константа болта", через бажання розрахувати розподіл навантаження в з'єднаннях з декількома рядами. Він визначається припущенням лінійного співвідношення між переміщенням через наявність кріплення та передачею навантаження. Гнучкість кріплення  $f$  можна записати як

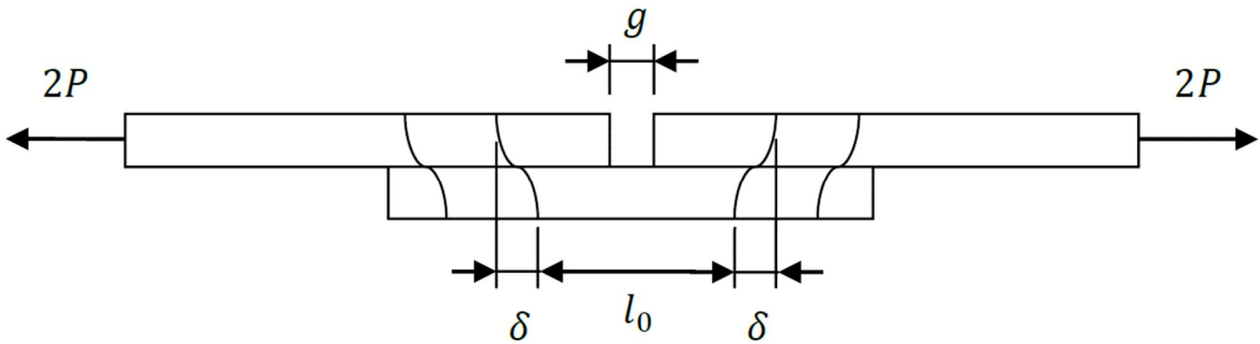
$$f = \frac{1}{k} = \frac{\delta}{P_{LT}}$$

де  $k$  - жорсткість кріплення,  $P_{LT}$  - навантаження, передане кріпленням (визначене в Малюнок 5), і  $\delta$  - внесок у загальне зміщення стику, не враховуючи подовження  $PL / EA$  плит. Таким чином, гнучкість кріплення включає всі явища, що впливають на гнучкість з'єднання (крім гнучкості пластини), такі як деформація кріплення, нахил кріплення та деформація отворів кріплення. При експериментальному визначенні гнучкості застібки існує кілька підходів, з яких кілька описані тут.



Малюнок 5 Сили, що діють на шарнір: перенесене навантаження ( $P_{LT}$ ), сила обходу ( $P_{BP}$ ), сила підшипника ( $P_{BR}$ ), сила тертя ( $P_{FR}$ )

Jarfall [6] виміряв зазор  $g$  Малюнок 6 для прикладеної сили  $2P$ .



Малюнок 6 Пошук гнучкості кріплення (Jarfall)

Розрив  $g$  відноситься до  $\delta$  як

$$\Delta g = \Delta l_0 + 2\delta$$

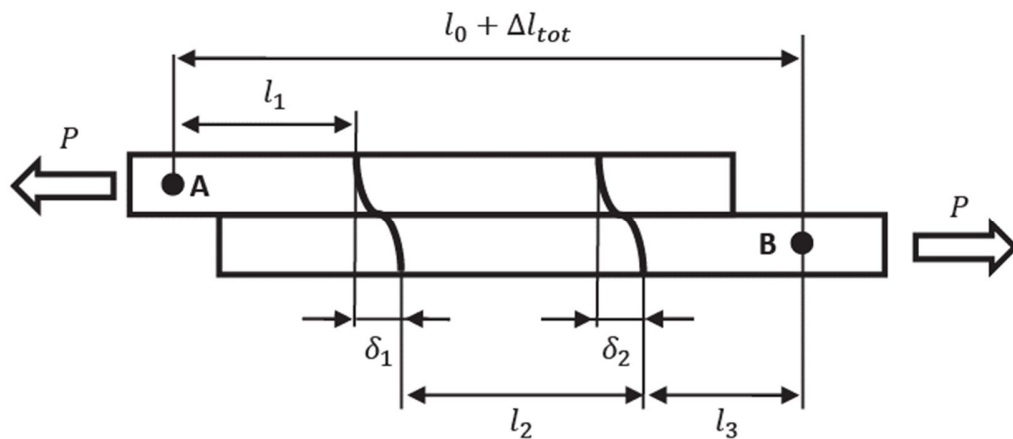
Це дає

$$\frac{\partial g}{\partial P} = \frac{2l_0}{AE} + 2f$$

і гнучкість кріплення стає

$$f = \frac{1}{2} \frac{\partial g}{\partial P} - \frac{l_0}{AE}$$

Huth [7] виконано вимірювання загального переміщення  $\Delta l_{tot}$  між точками А і В одинарної геометрії зсуву з двома кріпильними деталями. Малюнок 7 таким чином отримуючи середні значення  $\delta$



Малюнок 7 Пошук гнучкості кріплення (Huth, одинарний зсув)

Загальне переміщення записується як

$$\Delta l_{tot} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} + \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3$$

Від цього  $\delta$  стає

$$\delta = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \Delta l_{tot} - \Delta l_{elast}$$

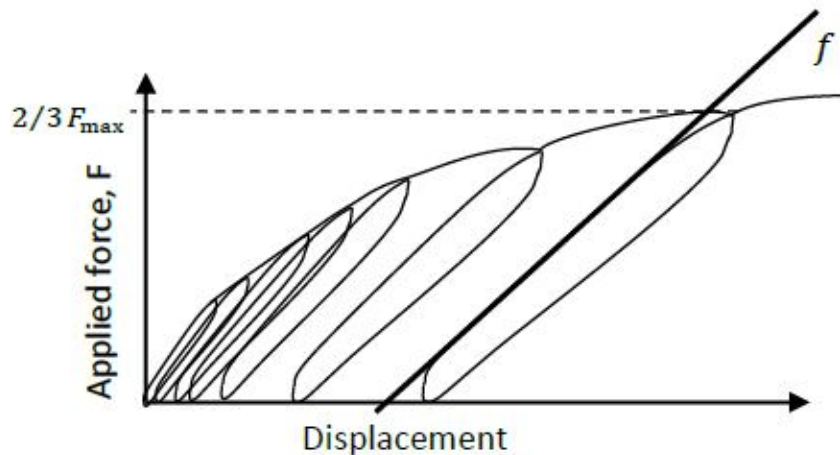
Де, з шириною плити  $\omega$ , товщина  $t$ , і модуль Юнга  $E$ ,

$$\Delta l_{elast} = \frac{P}{t_1 \omega E_1} \left( l_1 + \frac{l_2}{\left( \frac{t_2 E_2}{t_1 E_1} \right)} + \frac{l_3}{\left( 1 + \frac{t_2 E_2}{t_1 E_1} \right)} \right)$$

І гнучкість кріплення є

$$f = \frac{1}{2} \frac{(\delta_1 + \delta_2)}{\frac{P}{2}} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{P}$$

Взаємозв'язок між силою та переміщенням насправді є нелінійним, і тому існує кілька способів визначити гнучкість кріплення (як константу) за експериментальними даними. Jarfall [6] детально описує деякі з цих методів. Шляхом, який є, мабуть, найбільш репрезентативним при прагненні до еластичної моделі для опису поведінки з'єднання, є альтернатива Ярпалла  $d$ , яку також використовував Хат. Малюнок 8 показує ескіз характерної поведінки з'єднання при циклічно зростаючому навантаженні, де також зазначена гнучкість кріплення, отримана Huth. [1]



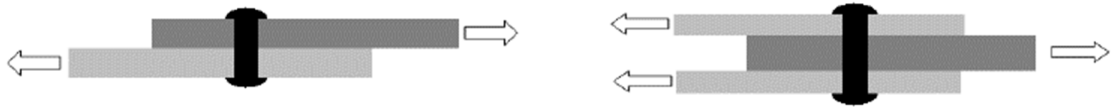
Малюнок 8 Приклад вимірюваної гнучкості кріплення

#### 1.5.2. Огляд методів

Як видно, існує кілька способів експериментально знайти гнучкість кріплення. Багато намагалися - тестуючи геометрію з різними параметрами - створити методи опису поведінки з'єднання шляхом обчислення гнучкості кріплення як функції цих параметрів. Сюди входять емпіричні формули, отримані з конкретних типів з'єднань та матеріалів Грумманом, Хатом [7], Боїнг, Дуглас, Тейт і Розенфельд [5] та інші, використовуючи аналітичний підхід, такий як методи Барруа [8] та ESDU [9]. Велика різноманітність доступних методів обумовлена тим, що вони були отримані з використанням різних спрощень та / або що вони застосовуються до конкретних матеріалів або конкретних типів з'єднань.1]

Речі, які впливають на поведінку швів, включають попереднє натяг болта, припасування кріплення (зазор отвору), якість поверхні отвору, тип кріплення (зенкований, заклепки, болти), якість поверхні, включаючи покриття або герметики тощо.

Дві загальні конфігурації трапляються, коли йдеться про з'єднання та гнучкість кріплення, а саме кріплення з одним зсувом та подвійним зсувом, проілюстровані на Малюнок 9



Малюнок 9 види зсуву

У разі одиночного зсуву виникає інше фізичне явище через нахил кріплення під таким видом навантаження, що називається вторинним вигином. Навіть за умови, що зовнішнє навантаження не має згинального моменту, нахил кріплення, що виникає при однозрубному зсуві, спричиняє вигин у з'єднанні, що має великий вплив на втому життя з'єднань. [1]

### 1.5.3. Грумман

Рівняння Груммана - це емпірично виведена формула, представлена Аерокосмічною корпорацією Груммана

$$f = \frac{(t_1 + t_2)^2}{E_f d} + 3.72 \cdot \left( \frac{1}{E_1 t_1} + \frac{1}{E_2 t_2} \right)$$

Де  $E_f$  і  $d$  - модуль Юнга та діаметр кріплення відповідно.

Умови, за яких проводилося тестування, які в підсумку призводять до формули Груммана, незрозумілі. Нордін [10] стверджує, що воно було отримано для металевих матеріалів, для яких як болти, так і заклепки можуть бути використані для з'єднання пластин. Однак він був використаний під час розробки композитного компонента для літака Viggen, який зазвичай не з'єднується заклепками. Однак формула не враховує затягування застібки, зазор отвору та те, чи закріплена застібка чи ні, [10].

### 1.5.4. Хат

На основі великих випробувань на різних типах з'єднань та матеріалів, формула гнучкості кріплення була пристосована до кривих зміщення навантаження як



$$f = \left( \frac{t_1 + t_2}{2d} \right)^a \frac{b}{n} \left( \frac{1}{E_1 t_1} + \frac{1}{n E_2 t_2} + \frac{1}{2 E_f t_1} + \frac{1}{2 n E_f t_2} \right)$$

Де  $a$ ,  $b$  і  $n$  - параметри, що визначають тип з'єднання, як показано в

Таблиця 2 Параметри Huth

Single shear	$n = 1$
Double shear	$n = 2$
Bolted metallic joints	$a = 2/3, b = 3.0$
Riveted metallic joints	$a = 2/5, b = 2.2$
Bolted graphite/epoxy joints	$a = 2/3, b = 4.2$

### 1.5.5. Барруа

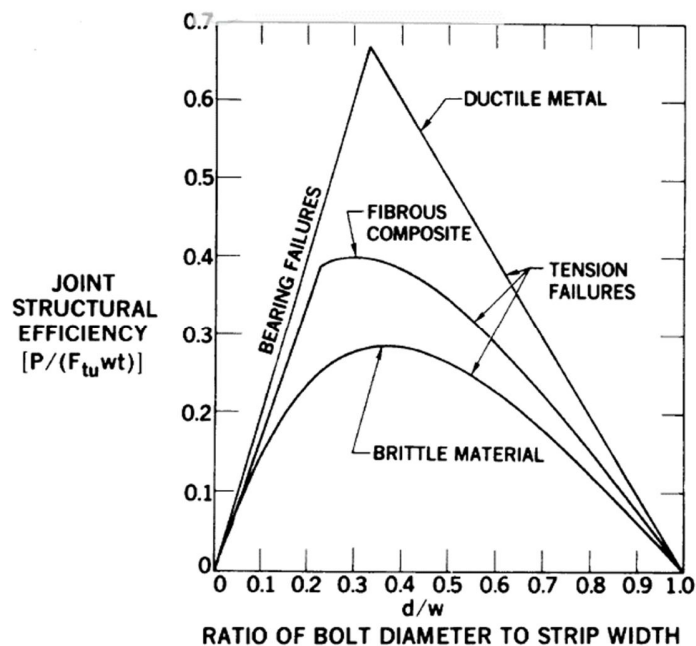
Метод Барруа був розроблений з використанням аналітичного підходу шляхом моделювання кріплення у вигляді балки на пружному фундаменті з урахуванням вигинів та зсувів кріплення. Висловлено припущення, що існує лінійна залежність між прогином кріплення та прикладеним навантаженням. Також передбачається, що між кріпленням та фундаментом немає зазору. Обробляються як одинарні, так і подвійні зсувні елементи кріплення.

При виведенні передбачається, що з'єднані пластини виготовлені з одного матеріалу. Нарешті, на кінцях кріплення застосовуються дві різні граничні умови, що дає кілька способів використання методу Барруа («варіанти»). Такими граничними умовами є: затиснуті головки кріплення (болти) та вільні головки кріплення (шпильки). Барруа використовує припущення про одну весну, подібне до Хата. Крім того, при розрахунку розподілу навантаження.

Висновок Барруа щодо гнучкості кріплення досить великий і не детально відтворений у цьому звіті. Зацікавлений читач може знайти детальний опис методу Барруа у Довідковому документі [8].

### 1.5.6. Тейт

Аналіз передачі навантаження через механічно закріплені з'єднання у волокнистих композитних ламінатах повинен неминуче спиратися на деякі емпірично отримані вхідні дані на основі результатів випробувань. Це тому, що армовані волокнами смоли не виходять з ладу як однорідні однофазні матеріали, хоча вони, як правило, моделюються як такі, але як неоднорідні матеріали з двома різними фазами та поверхнею розділу. Як показано в Малюнок 10, ефективність реальних композитних болтових з'єднань лежить приблизно на півдорозі між аналітичними прогнозами, заснованими на чисто еластичній та ідеально пластичній поведінці. Аналіз, заснований на будь-якій крайності, не наближається до прогнозування міцності цих однорядних болтових з'єднань, і будь-яка крайність не буде прийнятною для цілей проектування без будь-якої великої модифікації. Усі аналізи композитних болтових з'єднань спираються на емпіричний коефіцієнт кореляції в тій чи іншій формі.



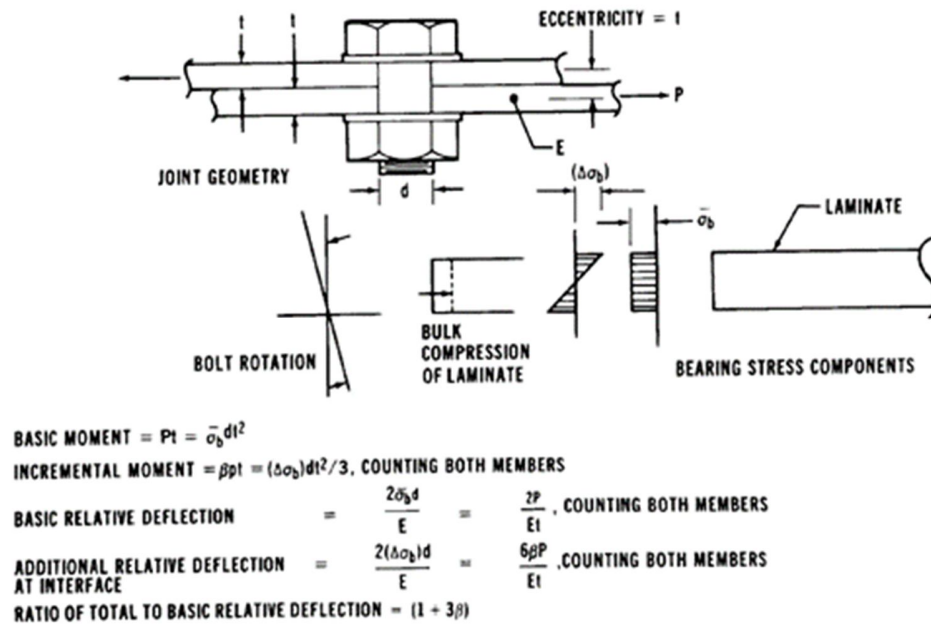
Малюнок 10 Взаємозв'язок міцності болтових з'єднань у пластичних, волокнистих композитних та крихких матеріалах

Усі спроби інтерпретувати дані жорсткості для випробувань на один зсув з точки зору існуючих формул для металевих з'єднань зазнали невдачі. Тож формула

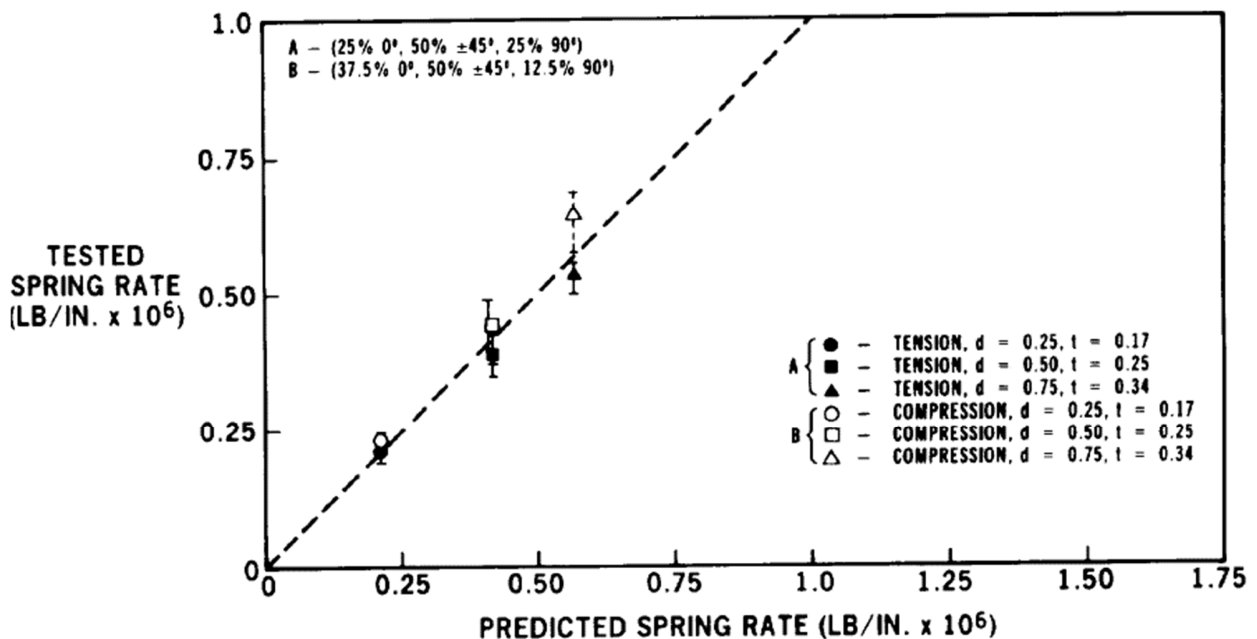
подвійного зсуву [5] було змінено з урахуванням обертання болта, що відбувається в однозрізних з'єднаннях. Перший член, що представляє деформацію зсуву болта, був прийнятий без змін. Другий член, що враховує згинання болта, був видалений, а решта три доданки помножені на коефіцієнт  $(1 + 3\beta)$ , де  $\beta$  представляє частку згинального моменту на болті, на який реагують неоднорідні напруження підшипників по товщині. Це пояснюється в Малюнок 11. Решта фракція  $(1 - \beta)$  реагує головкою і гайкою на болті. Отже,  $\beta$  змінюватиметься від максимального значення 1,0 для простого зрізуючого штифта, до значення близько 0,5 для заглиблених кріплень, до невеликої фракції для торцевих болтів з виступаючими головками, стаючи дуже малим для поєднання великих шайб з великим діаметром - відношення товщини. Інтерпретація даних цих тестів із співвідношенням  $ad / t$  близько 2 та відносно невеликими шайбами вказує на цефут становить близько 0,15. Потреба в поправочному коефіцієнті  $\beta$  виникає тому, що при обертанні кріпильних елементів під навантаженням з одним зсувом напруги підшипників стають більш зосередженими поблизу межі розділу між елементами, ніж у випадку з навантаженням з подвійним зсувом. Отже, відносний рух збільшується за рахунок тих локально вищих напружень підшипників. [11]

$$\frac{1}{K} = \frac{\delta}{P} = \frac{2(t_1 + t_2)}{3G_b A_b} + \frac{2(t_1 + t_2)}{t_1 t_2 E_{bbr}} + \frac{1}{t_1 (\sqrt{E_L E_T})_1} + \frac{1}{t_2 (\sqrt{E_L E_T})_2} \cdot (1 + 3\delta)$$

Таким чином, гнучкість з'єднання в одиночному зсуві виражається відношенням, в якому індекси 1 і 2 ідентифікують двох членів. Малюнок 11 порівнює прогнози жорсткості цієї формули із виміряними результатами. Мав  $\beta$  термін не був включений, жорсткість була б завищена приблизно на 50 відсотків.



Малюнок 11 Додаткові переміщення за рахунок обертання болта



Малюнок 12 Діаграма пружних пружинних шарнірних з'єднань з одним поперечним зрізом - тест проти прогнозування

Фактичні прогнози результатів випробувань багаторядових болтових з'єднань базувались на формулах жорсткості для пружної поведінки, з визначенням нелінійної поведінки, взятої з фактичних кривих відхилення навантаження з відповідних

випробувань з одним отвором, оскільки часто спостерігалися значні деформації до відмови. [11]

Однією з важливих знахідок випробувань з одним отвором було те, що при подвійному зсуві допустима міцність центральної пластини завжди була більшою, ніж міцність зрощувальних пластин, незважаючи на відповідні товщини, імовірно, завдяки кращому затиску. Отже, при аналізі таких з'єднань ця додаткова міцність повинна враховуватися у вихідних даних. Такі дані були б необхідні для справжньої оптимізації конструкції таких з'єднань. Непошкоджені центральні пластини слід повторно перевірити з більш міцними зрощуваннями, оскільки в цій програмі випробувань більшість поломок відбулися в зрощувальних пластинах. Зазвичай це заважало виміряти граничну навантажувальну здатність основних шкур в місцях з'єднання. Кілька невдалих випробувань шкір припускають, що додаткова міцність підшипника збільшується приблизно на 20 відсотків. [11]

#### 1.5.7. Вплив гнучкості кріплення на розподіл навантаження

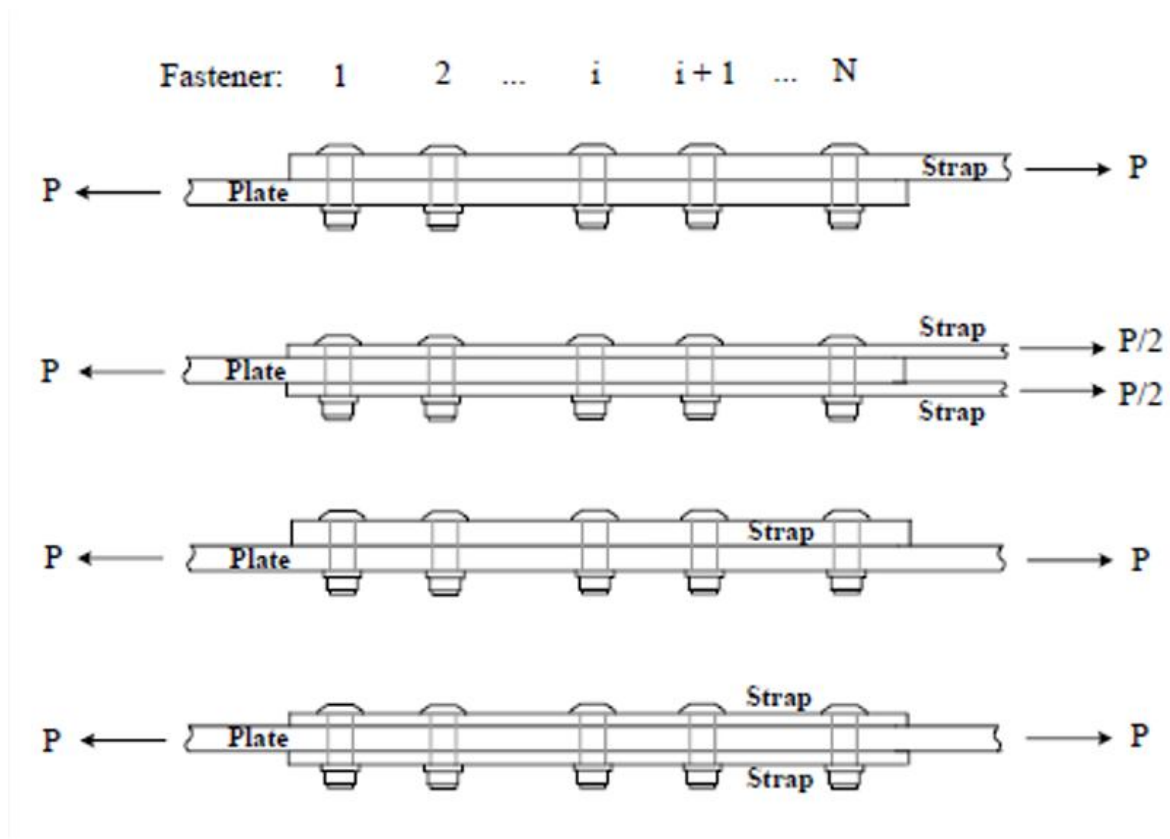
Те, що гнучкість кріплення є фактором, який впливає на розподіл навантаження в болтовому з'єднанні - це факт, який був відомий давно. Проте, що може бути цікавим для обговорення, це те, наскільки різниця в гнучкості від різних методів розрахунку (Хат, Грумман та Барруа) впливає на розподіл навантаження, і, отже, виникає запитання: чи дійсно необхідно використовувати кілька різних методів для розрахунку гнучкості кріплення?

Для вирішення цього питання розподіл навантаження в залежності від гнучкості кріплення буде розраховано за допомогою простої геометрії з'єднання. Розміри та параметри з'єднання, що впливають на розрахунки жорсткості кріплення, будуть різними. Параметри, які є загальними для трьох методів, що нас цікавлять, - товщина плит, діаметр кріпильних елементів та модуль Юнга плит та кріпильних елементів. Щоб отримати розумне порівняння між методами, слід використовувати відповідну

версію кожного методу залежно від того, з якого припущення вони були отримані. [11]

Наскільки різняться результати, якщо використовується “неправильний” метод, наприклад, якщо користувач застосовує версію методу з подвійним зсувом до геометрії, яка насправді має кріпильні елементи з одним зсувом.

У подальшому обговоренні одна табличка позначається індексом “s” (із зазначенням “ремінця”), а інша табличка - індексом “p”. У методі сумісності / рівноваги існує суворе визначення пластини та ремінця, проілюстроване на Малюнок 13. Інші елементи в подвійному зсувному з’єднанні представлені ремінцем. У твердостійкій точці з одним або подвійним зсувом ремінець є розривним елементом жорсткої точки, тоді як пластина - це елемент, через який віддалений вантаж надходить у шарнір. [11]

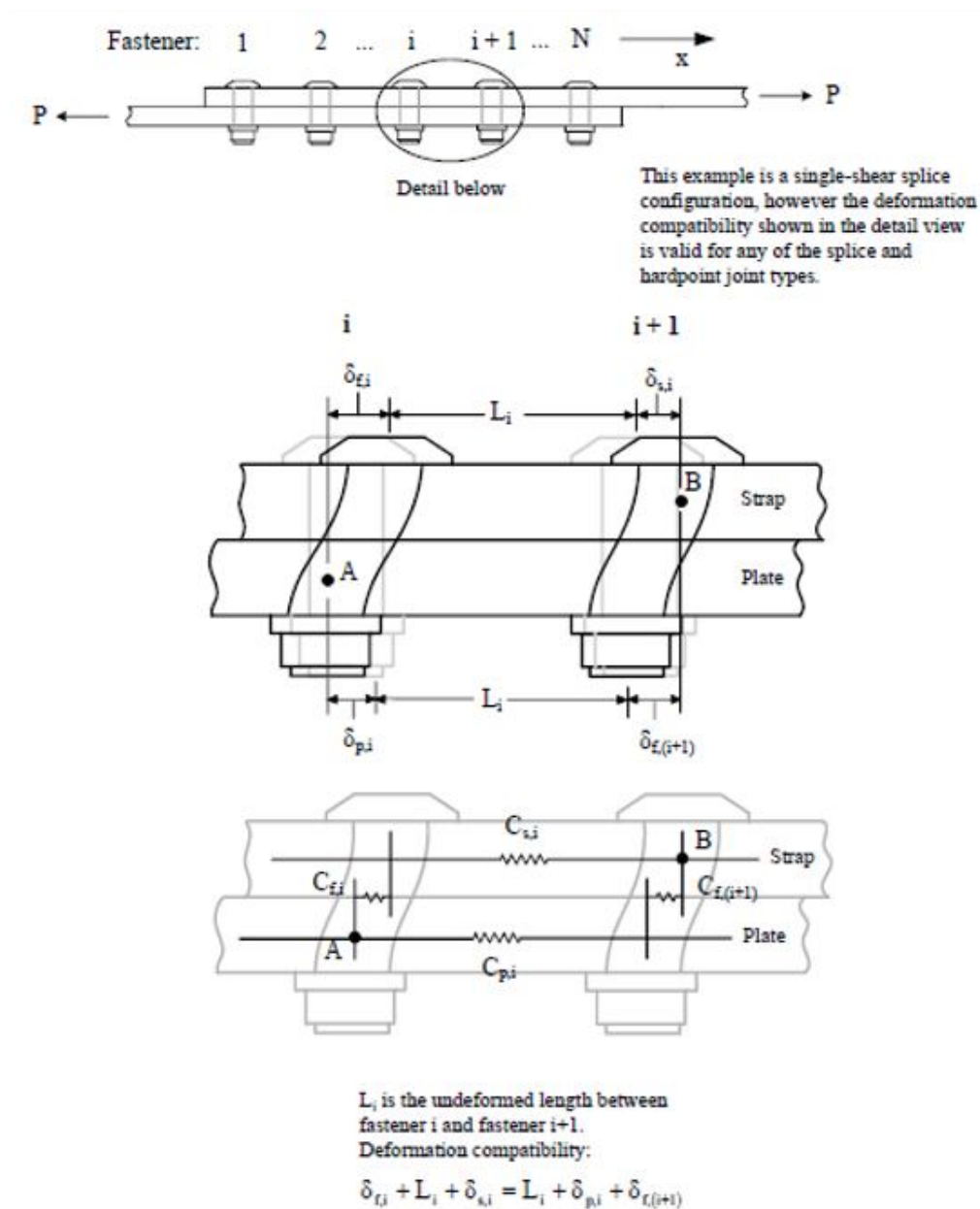


Малюнок 13 Термінологія пластини та ремінця у методі сумісності / рівноваги

Стик має  $N$  рядків. Кріплення нумеруються послідовно від 1 до  $N$ . Навантаження на пластину надходить у стик на застібці №1, а планка починається (має вільний край) на застібці №1.

Ділянка з'єднання, що включає два сусідні кріплення та з'єднані пластини, ізольована від моделі пружини, як показано на Малюнок 14. Сумісність деформацій між точками А і В свідчить, що сума деформації кріплення I ( $\delta_f, i$ ) та деформації ремінця ( $\delta_s, i$ ) дорівнює сумі деформації пластини ( $\delta_p, i$ ) та кріплення  $i + 1$  деформація ( $\delta_f, (i + 1)$ ):

$$\delta_{f,i} + \delta_{s,i} = \delta_{p,i} + \delta_{f,(i+1)}$$



Малюнок 14 Сумісність деформацій між двома сусідніми кріпленнями

Визначення гнучкості кріплення  $C_f$  - це деформація кріплення, поділена на навантаження, передане через площину зсуву кріплення. Розв'язування для деформації, для  $i$ -го кріплення,

$$\delta_{f,i} = \left( \frac{R_i}{k} \right) C_{f,i}$$



Одномісний зсув:  $k = 1$

Симетричний подвійний зсув:  $k = 2$

Де  $R$  - навантаження, що передається через площину зсуву кріплення і  $C_f$ ,  $I$  - гнучкість  $i$ -го елемента кріплення. Зверніть увагу, що в конфігураціях з подвійним зсувом  $R_i$  - загальне навантаження, передане через обидві площини зсуву. Визначення  $k$  (1 для однозсувного зсуву, 2 для симетричного подвійного зсуву) виконується протягом усього цього виведення. [11]

Для  $i$ -го елемента пластини, гнучкість  $C_p$ ,  $I$  - деформація елемента пластини, поділена на навантаження в навантаженні на елемент пластини, отже:

$$\delta_{p,i} = P_{p,i} C_{p,i}$$

І так само,

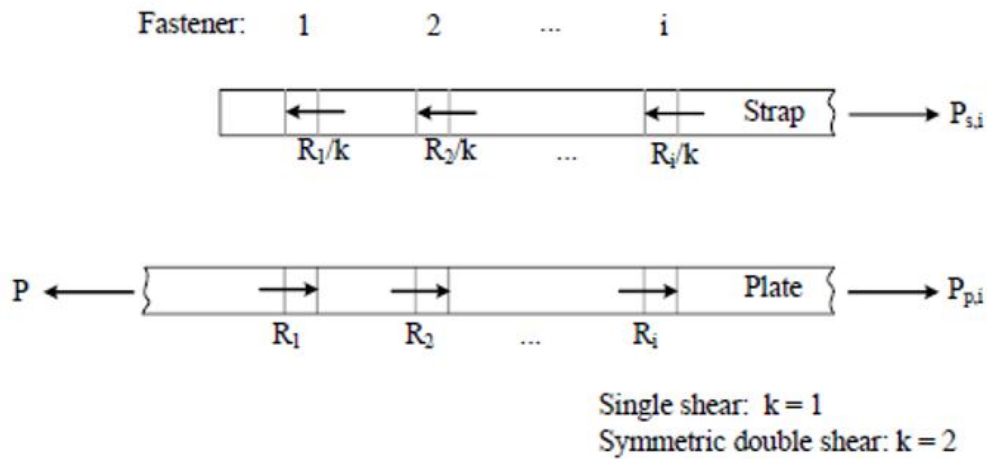
$$\delta_{s,i} = P_{s,i} C_{s,i}$$

Навантаження в  $i$ -му елементі пластини в пластині ( $P_{p,i}$ ) і ремінці ( $P_{s,i}$ ) можна визначити, взявши вільний корпус пластини і ремінця, прорізаного між  $i$ -м та  $(i + 1)$ -м кріпленнями. Ці вільні тіла показано в Малюнок 15. У ремінці,

$$P_{s,i} = \sum_{j=1}^i \left( \frac{R_j}{k} \right)$$

І в тарілці,

$$P_{p,i} = P - \sum_{j=1}^i R_j$$



Малюнок 15 Вільний корпус пластин, прорізаних за i-м кріпленням

У жорсткій точці, при позитивному розтягуючому навантаженні  $P$ , навантаженню, перенесеному з пластини на накладку, присвоюється позитивне значення, а навантаженню, що передається з ремінця на пластину, - негативне значення. Негативне стиснене навантаження  $P$  змінює знак навантажень кріплення  $R_i$ . (Малюнок 15 показує конвенцію позитивного знаку). Наступне рівняння показує функцію невідомих навантажень кріплення (від  $R_1$  до  $R_i$ ), гнучкості пластини та кріплення та прикладеного навантаження  $P$ :

$$\left(\frac{R_i}{k}\right) C_{f,i} + \left[\sum_{j=1}^i \left(\frac{R_j}{k}\right)\right] C_{s,i} = \left(P - \sum_{j=1}^i R_j\right) C_{p,i} + \left(\frac{R_{(i+1)}}{k}\right) C_{f,(i+1)}$$

Збираючи умови навантаження кріплення і розділяючи на пластину і гнучкість,

$$\left(\frac{C_{f,i} + C_{s,i}}{k C_{p,i}} + 1\right) R_i + \left(\frac{C_{s,i}}{k C_{p,i}} + 1\right) \sum_{j=1}^{(i-1)} R_j - \left(\frac{C_{f,(i+1)}}{k C_{p,i}}\right) R_{(i+1)} = P$$

Це рівняння може бути записано для кожної пари сусідніх кріпильних елементів для загальної кількості  $(N-1)$  рівнянь, де  $N$  - кількість рядків кріпильних елементів в одноколонному з'єднанні.

Одне додаткове рівняння можна записати відповідно до рівноваги навантаження в з'єднанні, використовуючи вільне тіло, подібне до Малюнок 15. У колінному з'єднанні сума навантажень на зсувних площинах кріплення повинна збалансувати вхідне навантаження  $P$ . У жорсткій точці вхідні та вихідні навантаження в стрічці повинні дорівнювати нулю.

Вищевказані рівняння можна скласти в матрицю, яку можна вирішити для навантажень кріплення  $R_i$ :

$$\begin{bmatrix} D_1 & B_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ A_2 & D_2 & B_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ A_3 & A_3 & D_3 & B_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots \\ A_{(N-1)} & A_{(N-1)} & A_{(N-1)} & A_{(N-1)} & \dots & D_{(N-1)} & B_{(N-1)} \\ 1 & 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \\ \vdots \\ R_{(N-1)} \\ R_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \\ P \\ P \\ \vdots \\ P \\ 0 \text{ or } P \end{bmatrix}$$

(Останній ряд праворуч - 0 для твердої точки, а  $P$  - для колінного з'єднання).

Термін є матрицею:

$$A_i = \frac{C_{s,i}}{kC_{p,i}} \quad B_i = \frac{-C_{f,(i+1)}}{kC_{p,i}} \quad D_i = \frac{C_{f,i} + C_{s,i}}{kC_{p,i}} + 1$$

Де  $k = 1$  для однозрізних з'єднань, а  $k = 2$  для симетричних подвійних зсувних з'єднань.

## 2. Розрахунок гнучкості кріплення в однозрізному з'єднанні

### 2.1.Визначення жорсткості композитів

Кожен окремий шар (пластинка) складається з односпрямованих волокон, які визначають напрямок шару, та матриці, що забезпечує нормальну та поперечну жорсткість шару. Ця пластинка ортотропна, оскільки має дві взаємні осі симетрії. Характерною особливістю є те, що нормальні напруження, які діють уздовж ортотропних осей, не викликають деформацій зсуву, а тангенціальні напруження не викликають подовжень. Закон Гука, який описує відношення напружень і деформацій односпрямованої пластинки в простому напружено-деформованому стані, визначається як:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11}^0 & C_{12}^0 & 0 \\ C_{12}^0 & C_{22}^0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{66}^0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix}$$

Де:

$\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$  - напруги, які діють на пластинку;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \gamma_{12}$  - штами пластин;

$C_{kl}^0$  - коефіцієнти пластинки матриці жорсткості, які визначають:

$$C_{11}^0 = \frac{E_1}{1 - \mu_{12} \cdot \mu_{21}} \quad C_{12}^0 = \frac{E_1 \cdot \mu_{21}}{1 - \mu_{12} \cdot \mu_{21}} = \frac{E_2 \cdot \mu_{12}}{1 - \mu_{12} \cdot \mu_{21}} \quad C_{22}^0 = \frac{E_2}{1 - \mu_{12} \cdot \mu_{21}} \quad C_{66}^0 = G_{12}$$

Де:

$E_1, E_2$  - поздовжні та поперечні модулі пружності для пластин;

$G_{12}$  - модуль зсуву пластинки;

$\mu_{12}$  - головний коефіцієнт Пуассона

$\mu_{21}$  - незначний коефіцієнт Пуассона, який визначається із співвідношення

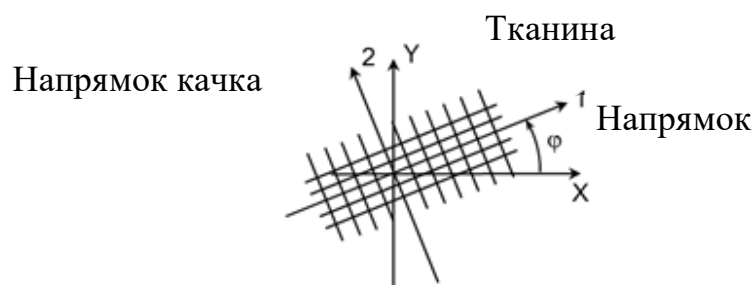
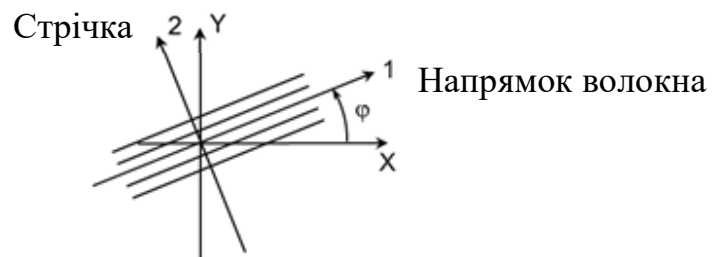
Максвелла:

$$\mu_{12} \cdot E_2 = \mu_{21} \cdot E_1$$

Типові еластичні характеристики вуглецевих та вуглецевих тканинних ламінів представлені в Таблиця 3

Таблиця 3 Пружні характеристики ламінатів

Ламіна	Модуль пружності та зсуву, psi			Коефіцієнти Пуассона	
	$E_1$	$E_2$	$G_{12}$	$\mu_{12}$	$\mu_{21}$
Стрічка	2.1E7	1.2E6	8.1E5	0,36	0,021
Клітковина	9.4E6	9.1E6	9.4E5	0,07	0,068



Малюнок 16 Ламіна повернута на кут  $\phi$  щодо системи координат ламінату

Якщо навантаження пластинки не відбувається вздовж осі орієнтації, то вона перебуває у стані пошарового завантаження як частина пакету РСМ. Тоді закон Гука набуває вигляду:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11}^{\varphi} & C_{12}^{\varphi} & C_{16}^{\varphi} \\ C_{13}^{\varphi} & C_{22}^{\varphi} & C_{26}^{\varphi} \\ C_{16}^{\varphi} & C_{26}^{\varphi} & C_{66}^{\varphi} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$$

Де коефіцієнти пластинки матриці жорсткості повернуті на кут  $\varphi$  в Малюнок 16)

$$C_{11}^{\varphi} = V_1 + V_2 \cdot \cos 2\varphi + V_3 \cdot \cos 4\varphi ;$$

$$C_{12}^{\varphi} = V_1 - 2 \cdot V_4 - V_3 \cdot \cos 4\varphi ;$$

$$C_{16}^{\varphi} = 0.5 \cdot V_2 \cdot \sin 2\varphi + V_3 \cdot \sin 4\varphi ;$$

$$C_{22}^{\varphi} = V_1 - V_2 \cdot \cos 2\varphi + V_3 \cdot \cos 4\varphi ;$$

$$C_{26}^{\varphi} = 0.5 \cdot V_2 \cdot \sin 2\varphi - V_3 \cdot \sin 4\varphi ;$$

$$C_{66}^{\varphi} = V_4 - V_3 \cdot \cos 4\varphi .$$

Таблиця 4 Коефіцієнти Ламіна матриці жорсткості для стрічки, поверненої на кут  $\varphi$ 

$i(\varphi)$	C11i	C12i	C16i	C22i	C26i	C66i
0	20899502	441959	0	1227663	0	812211
15	18457088	1566609	4406931	1420776	511029	1936861
30	12607592	3815909	6207029	2771672	2311127	4186162
45	6564982	4940559	4917960	6564982	4917960	5310812
60	2771672	3815909	2311127	12607592	6207029	4186162
75	1420776	1566609	511029	18457088	4406931	1936861
90	1227663	441959	0	20899502	0	812211
-15	18457088	1566609	-4406931	1420776	-511029	1936861
-30	12607592	3815909	-6207029	2771672	-2311127	4186162
-45	6564982	4940559	-4917960	6564982	-4917960	5310812
-60	2771672	3815909	-2311127	12607592	-6207029	4186162
-75	1420776	1566609	-511029	18457088	-4406931	1936861

Таблиця 5 Коефіцієнти Ламіна матриці жорсткості для волокна, поверненого на кут  $\varphi$ 

$\varphi$	C11i	C12i	C16i	C22i	C26i	C66i
0	9472440	642669	0	9180980	0	942745
15	8603097	1492487	1508362	8350685	-1435497	1792564
30	6850118	3192125	1535032	6704388	-1408827	3492202
45	5927435	4041944	72865	5927435	72865	4342021
60	6704388	3192125	-1408827	6850118	1535032	3492202
75	8350685	1492487	-1435497	8603097	1508362	1792564
90	9180980	642669	0	9472440	0	942745
-15	8603097	1492487	-1508362	8350685	1435497	1792564
-30	6850118	3192125	-1535032	6704388	1408827	3492202
-45	5927435	4041944	-72865	5927435	-72865	4342021
-60	6704388	3192125	1408827	6850118	-1535032	3492202
-75	8350685	1492487	1435497	8603097	-1508362	1792564

Тут визначаються незалежні коефіцієнти  $V_1, V_2, V_3$  і  $V_4$ :

$$V_1 = (3 \cdot C_{11}^0 + 2 \cdot C_{12}^0 + 3 \cdot C_{22}^0 + 4 \cdot C_{66}^0) / 8;$$

$$V_2 = (C_{11}^0 - C_{22}^0) / 2;$$

$$V_3 = (C_{11}^0 - 2 \cdot C_{12}^0 + C_{22}^0 - 4 \cdot C_{66}^0) / 8;$$

$$V_4 = (C_{11}^0 - 2 \cdot C_{12}^0 + C_{22}^0 + 4 \cdot C_{66}^0) / 8.$$

Таблиця 6 Незалежні коефіцієнти для стрічки та волокна

Ламіна	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$
Стрічка	7627072	145730	1699638	3E + 06
Клітковина	8814282	9835919	2249300	3E + 06

Коефіцієнти  $V_1$  і  $V_4$  характеризують середню жорсткість пластини при розтягуванні та зсуві, а коефіцієнти  $V_2$  і  $V_3$  характеризують ступінь анізотропії матеріалу.

Таким чином, поведінка пластинки в простому напружено-деформованому стані характеризується чотирма незалежними пружними константами:

$$E_1, E_2, G_{12}, \mu_{12} - \text{для кутів армування } 0^\circ \text{ і } 90^\circ;$$

$$V_1, V_2, V_3, V_4 - \text{для кутів армування } \square \square^\circ.$$

Пружні характеристики пластинки, повернутої на кут  $\square$

$$E_x = \frac{\Delta C}{C_{22}^\phi \cdot C_{66}^\phi - (C_{26}^\phi)^2}; \quad G_{xy} = \frac{\Delta C}{C_{11}^\phi \cdot C_{22}^\phi - (C_{12}^\phi)^2};$$



$$E_y = \frac{\Delta C}{C_{11}^\varphi \cdot C_{66}^\varphi - (C_{16}^\varphi)^2}; \quad \mu_{xy} = \frac{C_{12}^\varphi \cdot C_{66}^\varphi - C_{16}^\varphi \cdot C_{26}^\varphi}{C_{22}^\varphi \cdot C_{66}^\varphi - (C_{26}^\varphi)^2},$$

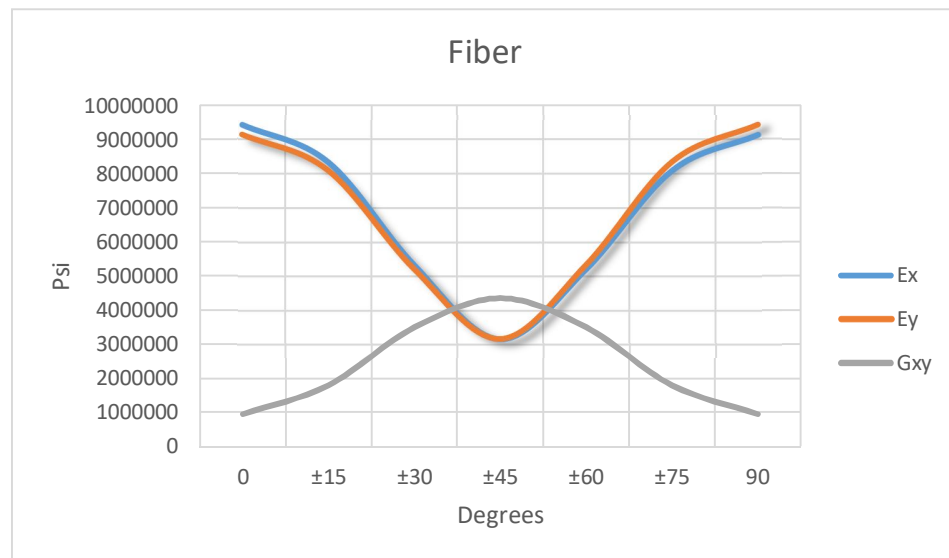
Де  $\Delta C$  - є визначальним фактором матриці жорсткості

$$\Delta C = \det \begin{bmatrix} C_{11}^\varphi & C_{12}^\varphi & C_{16}^\varphi \\ C_{12}^\varphi & C_{22}^\varphi & C_{26}^\varphi \\ C_{16}^\varphi & C_{26}^\varphi & C_{66}^\varphi \end{bmatrix}$$

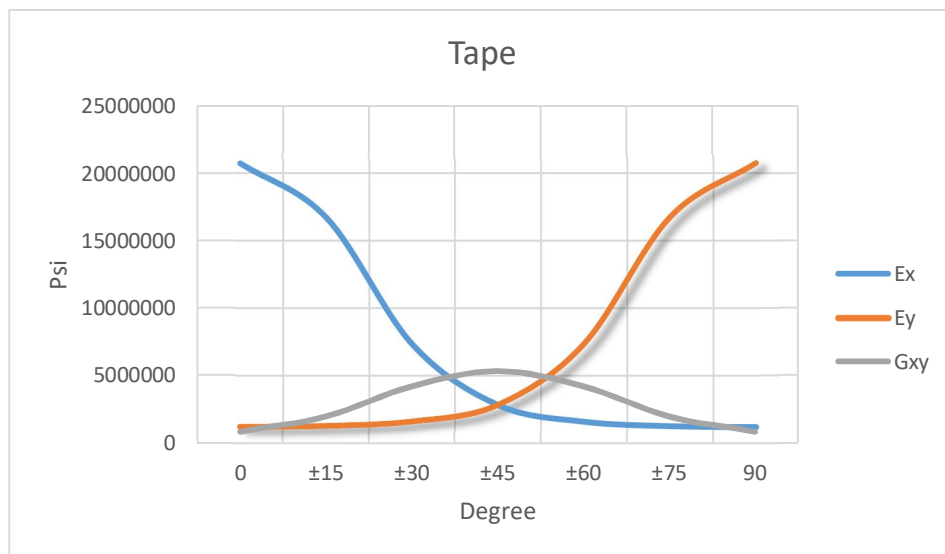
Таблиця 7 Еластичні властивості для пластин, повернутих на кут  $\phi$

Клітковина	#	$\phi(^{\circ})$	$E_x$ (psi)	$E_y$ (psi)	$G_{xy}$ (psi)	$\mu_{xy}$
	1	0	9427453	9137378	942745	0,07
	2	$\pm 15$	8336350	8091765	1792564	0,18
	3	$\pm 30$	5330269	5216872	3492202	0,48
	4	$\pm 45$	3171215	3171215	4342021	0,68
	5	$\pm 60$	5216872	5330269	3492202	0,47
	6	$\pm 75$	8091765	8336350	1792564	0,17
	7	90	9137378	9427453	942745	0,07
Стрічка	1	0	20740397	1218317	812211	0,36
	2	$\pm 15$	16729678	1287805	1936861	1,10
	3	$\pm 30$	7354026	1616720	4186162	1,38
	4	$\pm 45$	2846902	2846902	5310812	0,75
	5	$\pm 60$	1616720	7354026	4186162	0,30
	6	$\pm 75$	1287805	16729678	1936861	0,08
	7	90	1218317	20740397	812211	0,02

Зміни модуля пружності та зсуву волокна Малюнок 17 і стрічки Малюнок 18 залежно від кута  $\square$



Малюнок 17 Модуль пружності та зсуву волокна в залежності від кута  $\varphi$



Малюнок 18 Модуль пружності та зсуву стрічки залежно від кута нахилу  $\varphi$

Зміни модуля пружності та зсуву вуглецевої тканини та стрічки залежно від кута  $\varphi$ , який представлений у Малюнок 17 Малюнок 18

## 2.2. Метод Тейт

Для розрахунку гнучкості кріплення використовувалася наступна формула. Враховується ефект зсуву, згинання та опори болта.

$$C_i = C_{bs} + C_{bb} + C_{br} + C_{pbr}$$

Де ефект зсуву болта:

$$C_{bs} = \frac{2t_s + t_p}{3G_b A_b}$$

Ефект згинання болта:

$$C_{bb} = \frac{8t_s^3 + 16t_s^2 t_p + 8t_s t_p^2 + t_p^3}{192E_{bb} I_b}$$

Ефект підшипника болта:

$$C_{bbr} = \frac{2t_s + t_p}{t_s t_p E_{bbr}}$$

Ефект підшипника пластини:

$$C_{pbr} = \frac{1}{t_s E_{sbr}} + \frac{2}{t_p E_{pbr}}$$

**Вхідні дані:**

Матеріал кріплення - Ti-6Al-4V

$E_f = 1,6E7$  psi - модуль пружності кріплення

$G_f = 6,2E6$  psi - модуль зсуву кріплення

Матеріал ремінця - алюміній

$E_s = 1,0E7$  psi - модуль пружності для ремінця

Матеріал плити CFRP

$E_p = 8,6E6$  psi - модуль пружності композиційного матеріалу

Геометричні параметри:

$d = 0,25$  дюйма - діаметр болтів

$t_s = 0,148$  дюйма - товщина алюмінієвої стрічки

$t_p = 0,148$  дюйма - товщина композитної плити

$$I_b = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,25^4}{64} = 0,00019 \text{ in}^4 - \text{moment of inertia of fastener}$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0.05 \text{ in}^2 - \text{area of fastener}$$

$p = 1,25$  дюйма - відстань між кріпленнями у поздовжньому напрямку

$w = 1,25$  дюйма - відстань між кріпленнями в поперечному напрямку

Розрахунок гнучкості кріплення див. Таблицю

Таблиця 8 Розрахунок гнучкості і-го кріплення

Ci	4.18456E-06
Cbs	4.86295E-07
Cbb	1.81613E-07
K66p	1.26689E-06
Cpbr	2.24976E-06

### 2.3.Метод Huth

На основі великих випробувань на різних типах з'єднань та матеріалів, формула гнучкості кріплення була пристосована до кривих зміщення навантаження як

$$f = \left( \frac{t_1 + t_2}{2d} \right)^a \frac{b}{n} \left( \frac{1}{E_1 t_1} + \frac{1}{n E_2 t_2} + \frac{1}{2 E_f t_1} + \frac{1}{2 n E_f t_2} \right)$$

Вхідні дані:

Матеріал та геометричні параметри див. У частині “Визначення жорсткості композитів”

$n = 1$  - коефіцієнт для одиночного зсуву

$a = 0,67$  - імперичні значення, взяті з малюнка нижче

$b = 4,2$  - імперичні значення, взяті з малюнка нижче

Single shear	$n = 1$
Double shear	$n = 2$
Bolted metallic joints	$a = 2/3, b = 3.0$
Riveted metallic joints	$a = 2/5, b = 2.2$
Bolted graphite/epoxy joints	$a = 2/3, b = 4.2$

Малюнок 19 Параметри Huth

$f = 5,58E-6 \text{ 1 / in psi}$  - гнучкість кріплення за допомогою методу Huth.

## 2.4. Моделювання кріплення для MSC. Аналіз кінцевих елементів Настрона

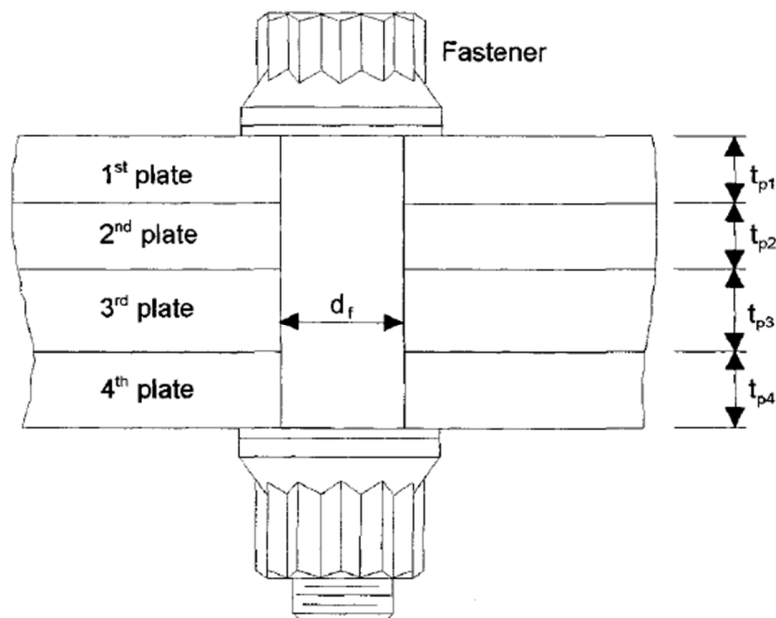
### 2.4.1. Жорсткість з'єднання кріплення

У стику кріплення Малюнок 20 розглядаються такі компоненти жорсткості:

- жорсткість підшипника поступальної пластини;
- жорсткість кріплення підшипника поступальної кріплення;
- жорсткість підшипника обертової пластини;
- жорсткість підшипника обертального кріплення;
- жорсткість на зсув кріплення;
- жорсткість на вигин кріплення.

Під навантаженням пластини ковзають одна відносно одної. Це спричиняє поступальні деформації підшипників з'єднаних пластин та кріплення. Поступальна гнучкість підшипника пластини і становить:

$$C_{btp_i} = \frac{1}{E_{cp_i} t_{p_i}}$$



Малюнок 20 З'єднання

Де:

$E_{pi}$  - модуль стиснення матеріалу пластини І;

$t_{pi}$  - товщина пластини і.

Гнучкість поступального підшипника кріплення на пластині і:

$$C_{btf_i} = \frac{1}{E_{cf} t_{pi}}$$

Де:

$E_{cf}$  - модуль стиснення матеріалу кріплення

Комбінована гнучкість кріплення та пластини поступального підшипника на пластині і

$$C_{bt_i} = C_{btp_i} + C_{btf_i}$$

Комбінована поступальна жорсткість підшипника на пластині і

$$S_{bt_i} = \frac{1}{C_{bt_i}}$$

Відносне обертання пластини і кріплення створює момент у взаємодії пластини і кріплення (Малюнок 21). Деформації підшипників, викликані цим відносним обертанням, приймаються розподіленими лінійно вздовж товщини пластини

$$\delta = x\varphi$$

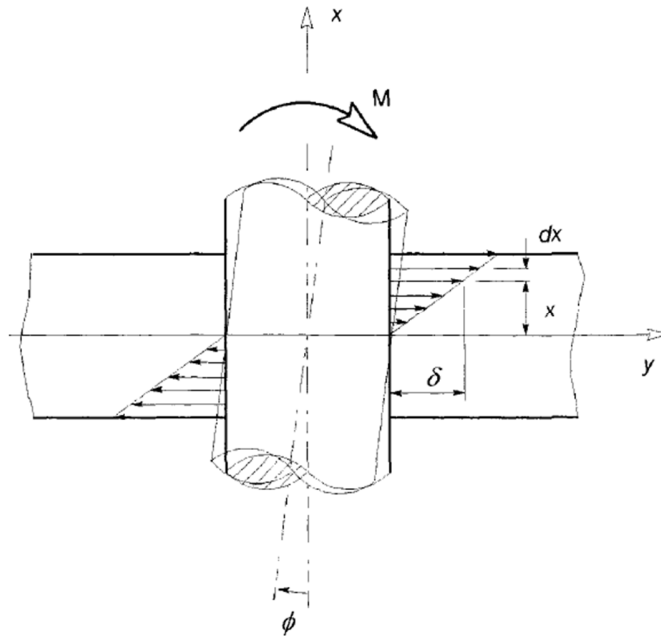
Де

$x$  - координата вздовж товщини пластини;

$\varphi$  – кут відносного повороту пластини і кріплення

Жорсткість зрізу пластини і товщиною  $dx$  становить:

$$dS_{btp_i} = E_{cp_i} dx$$



Малюнок 21 Визначення жорсткості підшипника обертання

Навантаження на зріз пластини товщиною  $dx$  / викликане деформацією підшипника пластини

$$dF = \delta dS_{btp_i} = x\varphi E_{cp_i} dx$$

Момент сили  $dF$  щодо пластини і середньої лінії

$$dM = x dF = \varphi E_{cp_i} x^2 dx$$

Момент у контактї кріплення пластини, спричинений деформацією пластини

$$M = E_{cp_i} \varphi \int_{-\frac{t_{p_i}}{2}}^{\frac{t_{p_i}}{2}} x^2 dx = E_{cp_i} \varphi \frac{t_{p_i}^3}{12}$$

Гнучкість підшипника обертання пластини і



$$C_{brfi} = \frac{\varphi}{M} = \frac{12}{E_{cpi} t_{pi}^3}$$

Гнучкість підшипника обертання кріплення на пластині і

$$C_{brpi} = \frac{12}{E_{cfi} t_{pi}^3}$$

Комбінована кріплення та гнучкість підшипника обертання пластини на пластині і

$$C_{br_i} = C_{brpi} + C_{brfi}$$

Комбінована жорсткість підшипника обертання на пластині і

$$S_{br_i} = \frac{1}{C_{br_i}}$$

Жорсткість підшипника моделюється еластичними елементами. Зрушність і жорсткість кріплення кріплення представлені балочним елементом.

#### 2.4.2. Моделювання стикового кріплення

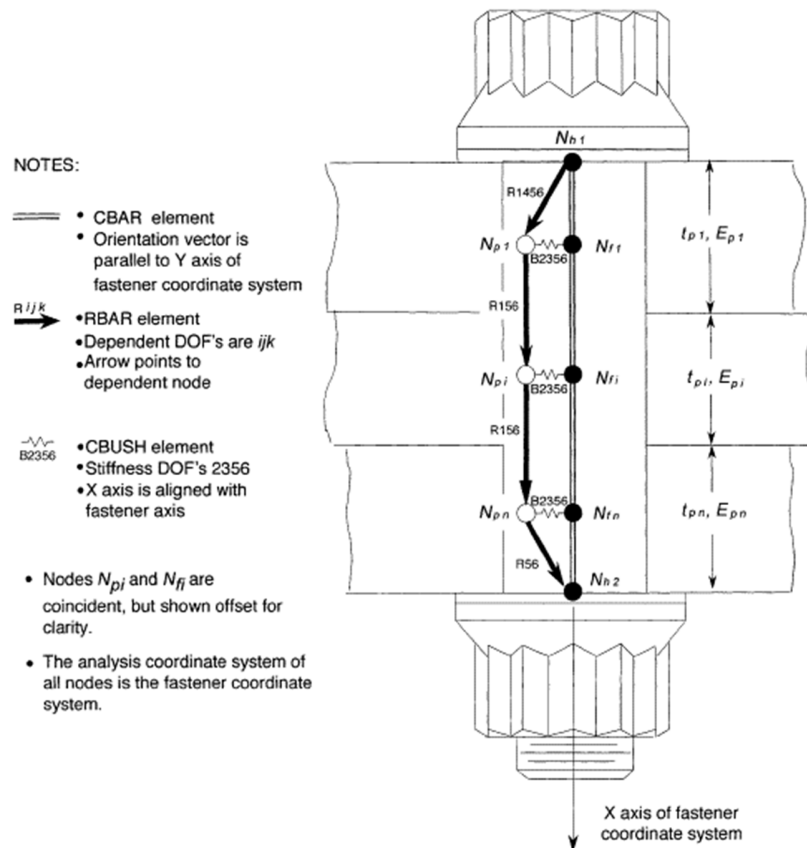
Моделювання з'єднання кріплення тут проілюстровано за допомогою MSC.

Настрани.

Ідеалізація системи кріплення пластин включає наступне:

- Еластична жорсткість підшипника пластини та кріплення на контактній поверхні;
- Жорсткість на вигин і зсув хвостовика кріплення;
- Сумісність переміщень кріплення та з'єднаних пластин на стику.

Представлений спосіб створює систему кріплення пластин, проілюстровану на Малюнок 22



Малюнок 22 Моделювання стику кріплення

Кріплення моделюється елементами CBAR або CBEAM з відповідними картками RBAR або RBEAM для визначення властивостей. Для підключення елементів CBAR або CBEAM створюється окремий набір точок сітки, що збігаються з відповідними точками сітки пластини (рис. 3). Цей набір також включає точки сітки, розташовані на перетині осі кріплення та зовнішніх поверхонь першої та останньої з'єднаних пластин.

Всі елементи CBAR або CBEAM, що представляють один і той же кріплення, посилаються на одну і ту ж карту RBAR або RBEAM із наступними властивостями:

- MID для посилання на властивості матеріалу кріплення;
- Площа перерізу кріплення

$$A = \frac{\pi d_f^2}{4}$$

Де

$d_f$  - діаметр кріплення

- Момент інерції перерізу кріплення

$$I_1 = I_2 = \frac{\pi d_f^4}{64}$$

- Постійна кручення

$$J = \frac{\pi d_f^4}{32}$$

- Коефіцієнт площі для зсуву кругового перерізу

$$K_1 = K_2 = 0,9$$

Взаємодія кріплення та пластини призводить до деформації підшипника всіх частин стику на їх контактних поверхнях. Жорсткість підшипників кріплення та з'єднаних пластин визначена у розділі "Жорсткість з'єднання кріплення". Жорсткість підшипника представлена як поступальна жорсткість у напрямку осей, нормальних до осі кріплення, і визначає площину зсуву кріплення та жорсткість обертання приблизно тих самих осей.

Для моделювання жорсткості підшипника використовуються два набори збіжних точок сітки, згадані вище. Кожна пара збігаються точок сітки, тобто вузол пластини та відповідний вузол кріплення, з'єднані елементом CBUSH [2] або комбінацією елементів CELAS2 з однаковою жорсткістю поступальної передачі вздовж осей, нормальних до осі кріплення, і рівною жорсткістю обертання приблизно однакових осей. Карта зв'язку CBUSH повинна супроводжуватися картою PBUSH, що визначає жорсткість. Картка CELAS2 виконує обидві функції, але для заміни одного елемента CBUSH потрібні 4 елементи CELAS2. Однак важко інтерпретувати сили елемента CELAS2.

Для правильного визначення площини зсуву кріплення та його осьового напрямку в масивних даних повинна бути визначена система координат з однією своєю віссю, паралельною осі кріплення. Ця система координат повинна використовуватися як система координат аналізу для обох наборів точок сітки.

#### 2.4.3. Сумісність зміщень в з'єднанні

Модель кріплення кріплення була розроблена за таких припущень:

- Пластини нестисливі в поперечному напрямку;
- Середні площини плит залишаються паралельними один одному під навантаженням;
- Площини під головками кріплення залишаються паралельними середнім площинам плити під навантаженням.

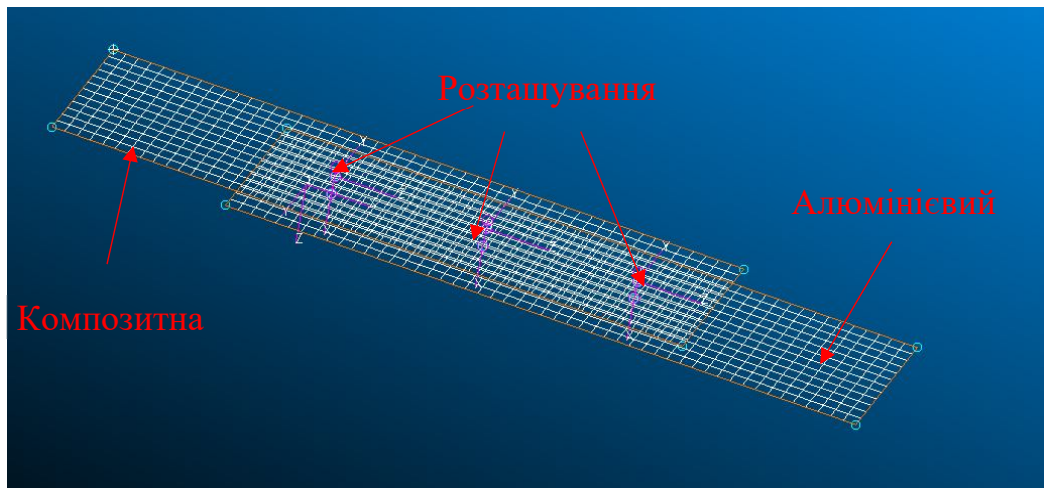
Ці цілі досягаються за допомогою елементів REAR. Перша діаграма RBAR змушує літак під головкою кріплення залишатися паралельним першій середній площині пластини під навантаженням. Це також запобігає руху застібки у вигляді жорсткого корпусу. Середні картки RBAR підтримують перші два припущення. Вони дотримуються постійної відстані між середніми площинами плити, тобто припускають, що плити нестисливі. Вони також гарантують нульове відносне обертання пластин, утримуючи їх паралельно одна одній. Остання карта змушує площину під іншою головкою кріплення залишатися паралельною до останньої середньої площини пластини.

#### 2.4.4. Моделювання

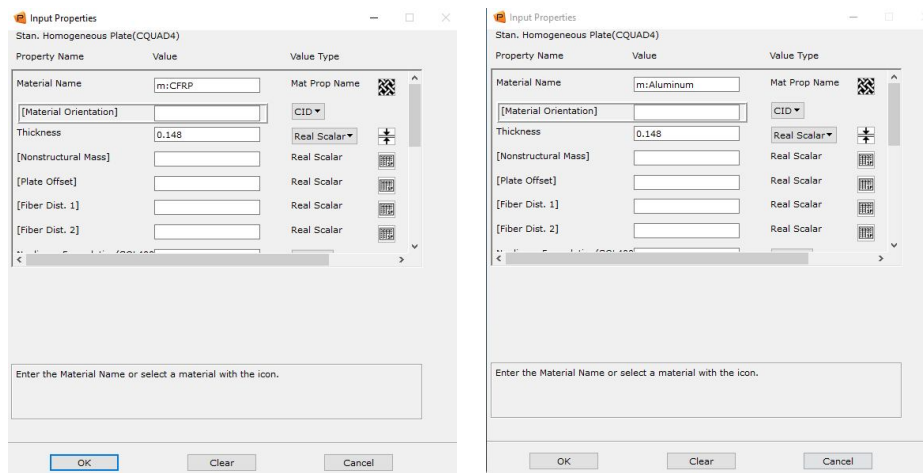
Одне зсувне з'єднання було змодельовано як експеримент для порівняння результатів диплому з аналізом КЕМ. Моделювана конструкція складається з композитної пластини, алюмінієвої стрічки та трьох кріпильних елементів (дивМалюнок 23). Товщина 0,148 для пластини та для ремінця (дивМалюнок 24). Алюмінієва наклада завантажується розподіленим навантаженням 800 фунтів / дюйм

(загальне навантаження =  $w * q = 1,25 * 800 = 1000$  фунтів, де  $w$  - ширина ремінця), див.Малюнок 25. Модель зафіксована шарнірно. Для моделювання кріплення використовувалася утиліта конструктора кріплень. Початковий ідентифікатор нових вузлів та елементів можна вибрати, як це зазвичай робиться у більшості форм введення. На панелі коефіцієнта симетрії користувач має три варіанти вибору:

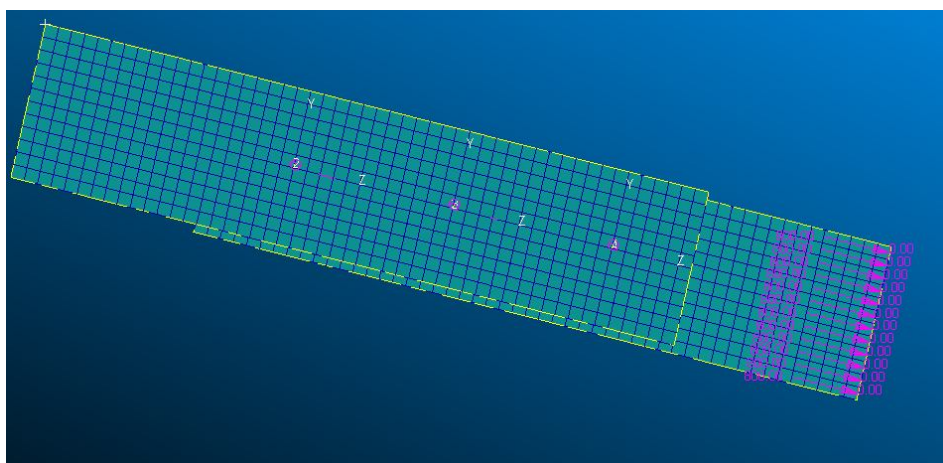
- 1,0 - для кріпильних елементів, не розташованих на площинах симетрії;
- 0,5 - для кріпильних елементів, що належать до однієї площини симетрії
- 0,25 - для кріпильних елементів, розташованих на перетині площин симетрії.



Малюнок 23 Одномісний зсувний шарнір у Patran

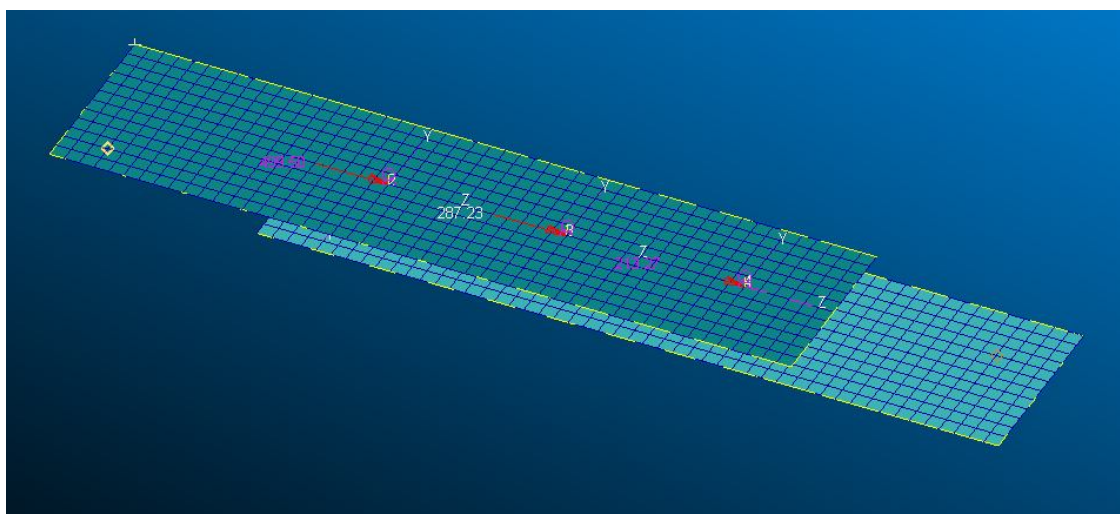


Малюнок 24 Товщина пластини і ремінця



Малюнок 25 Розподілене навантаження

У нашому випадку кріплення знаходяться на площині симетрії, система координати повинна бути визначена. Аналіз був розрахований Настреном, а результат показаний у Малюнок 26.



Малюнок 26 Результат розподілу навантаження

## 2.5. Розподіл навантаження між кріпленнями

Вже відома гнучкість кріплення, тому визначимо розподіл навантаження між кріпленнями. Наприклад, давайте перевіримо кілька варіантів: розподіл навантаження між 2,3,4,5,6 кріпленнями поспіль.

Для теорії див. Частину “Вплив гнучкості кріплення на розподіл навантаження”.

Крок 1. Розрахункові матричні коефіцієнти A, B, D.

$$A_i = \frac{C_{s,i}}{kC_{pi}} + 1$$

$$B_i = \frac{-C_{f,(i+1)}}{kC_{pi}}$$

$$D_i = \frac{C_{f,i} + C_{s,i}}{kC_{pi}} + 1$$

Де:

$$C_{si} = \frac{p}{E_s t_s w}$$

$$C_{pi} = \frac{p}{E_p t_p w}$$

$C_{fi} = C_i$  – fastener flexibility determinated by different methods

Таблиця 9 Матричний компонент і коефіцієнт (Tate)

	Csi	Cpi	Cfi	k	A	B	D
1	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	-5,32	7.18
2	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	-5,32	7.18
3	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	-5,32	7.18
4	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	-5,32	7.18
5	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	-5,32	7.18
6	6.8E-07	7.87E-07	4.2E-06	1	1,86	0	7.18

Крок 2 Створіть матрицю з урахуванням наведеної вище інформації

Таблиця 10 Матриця жорсткості для 6 кріпильних елементів

7.6	-5,6	0	0	0	0
1.9	7.6	-5,6	0	0	0
1.9	1.9	7.6	-5,6	0	0
1.9	1.9	1.9	7.6	-5,6	0
1.9	1.9	1.9	1.9	7.6	-5,6
1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

Крок 3: Визначте зворотну матрицю через ділильну матрицю

Таблиця 11 Обернена матриця

0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,04
-0.04	0,07	0,04	0,02	0,01	0,05
-0.02	-0.06	0,07	0,03	0,01	0,08
-0.01	-0.03	-0.07	0,06	0,02	0,14
-0.01	-0.02	-0.04	-0.07	0,04	0,25
-0.01	-0.02	-0.03	-0.06	-0.10	0,44

Крок 4: Множимо зворотну матрицю жорсткості на матрицю P і отримуємо матрицю, компонентами якої є наші реакції:



$R1 = 245,2$  фунтів

$R2 = 152,4$  фунтів

$R3 = 112,1$  фунтів

$R4 = 110,4$  фунтів

$R5 = 146,6$  фунтів

$R6 = 233,4$  фунтів

Повторіть усі 4 кроки для кожного випадку навантаження (кріплення 2,3,4,5,6) і отримайте таблицю результатів для розподілу навантаження методом Тейта.

Таблиця 12 Розподіл навантаження методом Тейта для всіх випадків

# \ Реакція	R1 (фунт)	R2 (фунт)	R3 (фунт)	R4 (фунт)	R5 (фунт)	R6 (фунтів)
2	502,2	497,8				
3	354,3	300	346,7			
4	291,6	214,7	211,8	281,9		
5	261.1	173,7	146.2	169	250	
6	245,2	152.4	112.1	110.4	146,6	233.3

Щоб визначити розподіл навантаження методом Huth, просто виконайте всі наведені вище кроки та змініть гнучкість кріплення, яка була розрахована методом Tate, на гнучкість Huth.

Отже, тут ми маємо матричні коефіцієнти та розподіл навантаження між 2,3,4,5,6 кріпленнями.

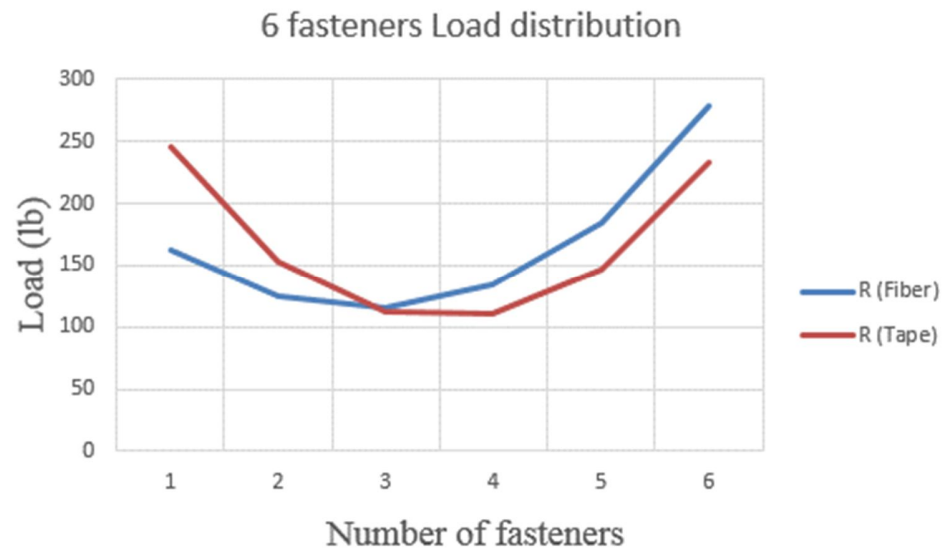
Таблиця 13 Матрична складова та коефіцієнт (Huth)

	Csi	Cpi	Cfi	k	A	B	D
1	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	-7,5	9.4
2	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	-7,5	9.4
3	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	-7,5	9.4
4	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	-7,5	9.4
5	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	-7,5	9.4
6	6.8E-07	7.2E-07	5.4E-06	1	1.9	0	9.4

Таблиця 14 Розподіл навантаження методом Huth для всіх випадків

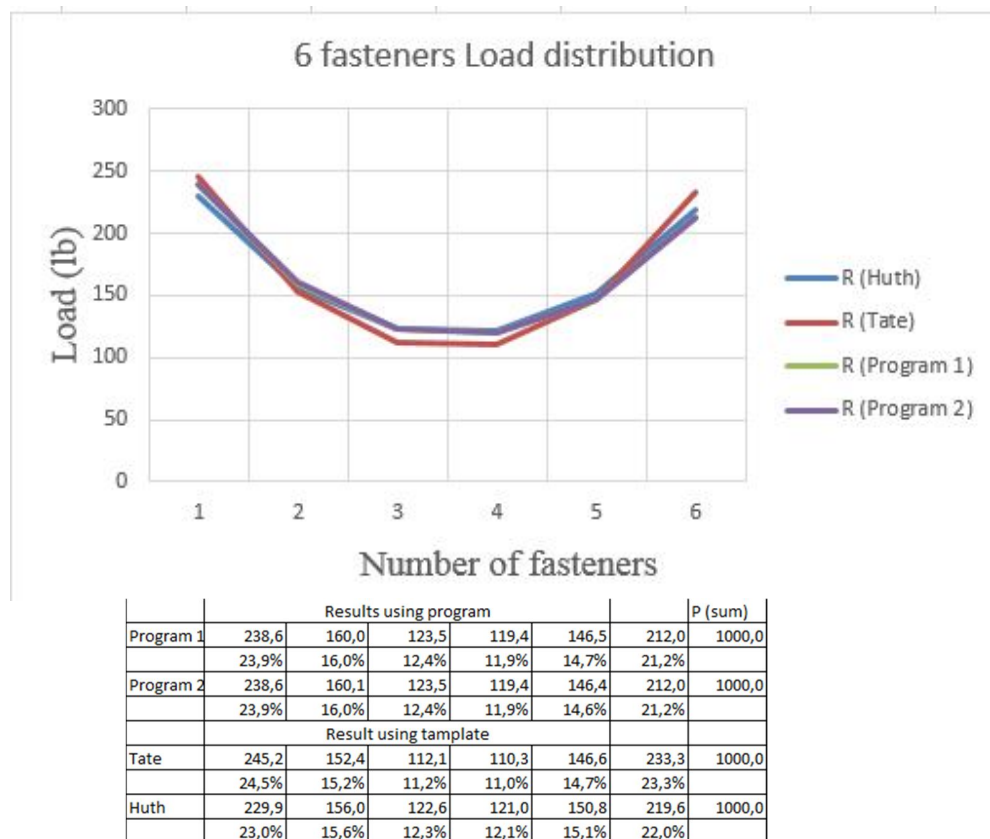
# \ Реакція	R1 (фунт)	R2 (фунт)	R3 (фунт)	R4 (фунт)	R5 (фунт)	R6 (фунтів)
2	502	498				
3	350	307	344			
4	283	223	220	275		
5	249	180	157	175	239	
6	230	156	123	121	151	220

Наступною віхою цього дослідження є порівняння результатів нашого шаблону (методи Huth та Tate) з існуючими програмними комплексами, який використовується в моїй роботі. Буде проведено порівняння для всіх випадків. Композитним матеріалом було волокно через симетричний розподіл навантаження кріплення дивМалюнок 27. Комплекси програм, які я використовував, програмуються методом Huth, тому результат повинен бути однаковим або з мінімальною помилкою.

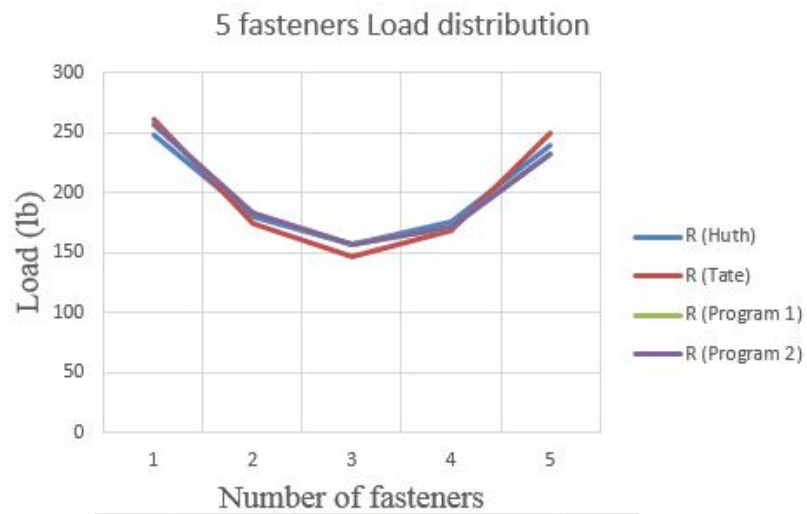


М

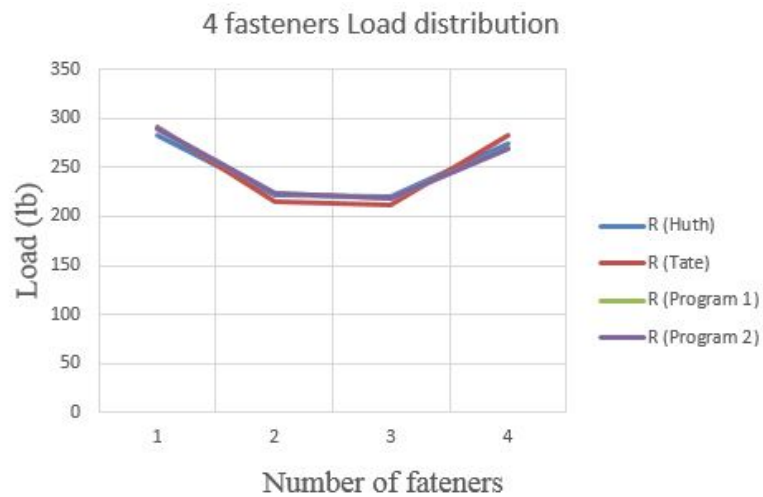
Малюнок 27 Порівняння розподільного навантаження між волокном та стрічкою



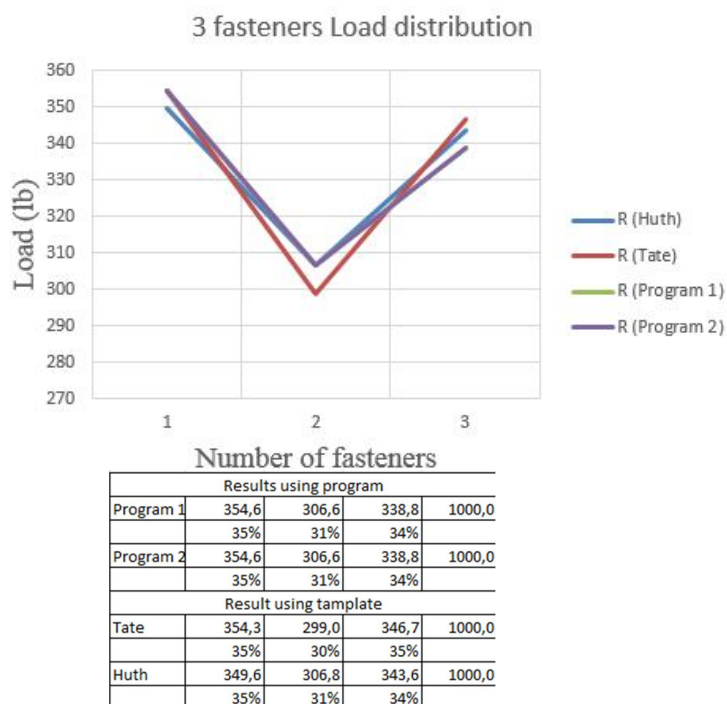
Малюнок 28 Порівняння результатів для 6 кріпильних елементів



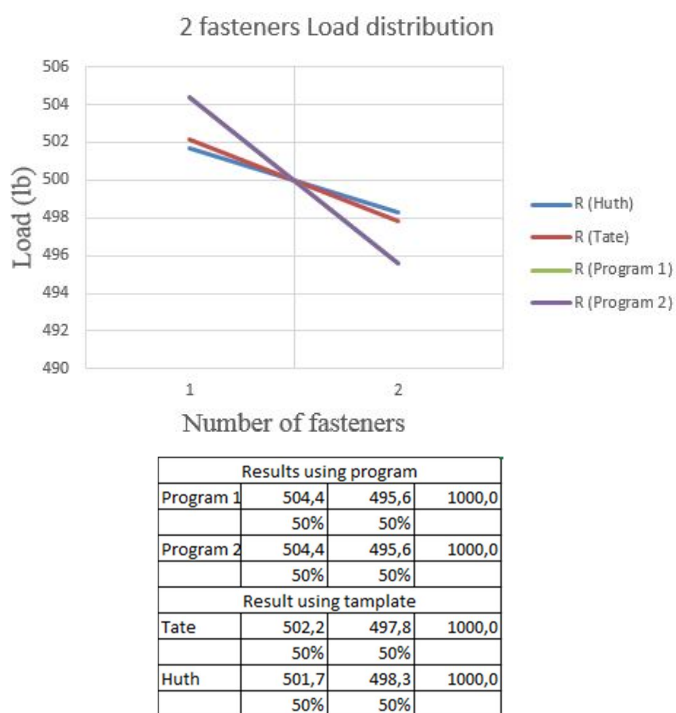
Малюнок 29 Порівняння результатів для 5 кріплень



Малюнок 30 Порівняння результатів для 4 кріплень



Малюнок 31 Порівняння результатів для 3 кріплень



Малюнок 32 Порівняння результатів для 2 кріплень

Як видно з малюнків вище, помилка між шаблоном Excel і програмними комплексами незначна, тому шаблон працював коректно.

### 3. Оптимізація однозрізного з'єднання

У цій частині описується оптимізація, яка означає "вирівнювання" розподілу навантаження в одному зсувному колінному з'єднанні. Як ми бачимо з попередньої частини, навантаження нестійке, воно має екстремальну спочатку і останню кріпильну деталь і дуже низькі навантаження середніх кріпильних елементів. Методи Тейта та Хата знаходяться в межах похибки, тому їх використання в наступних дослідженнях та оптимізації є прийнятним. Причиною цього є додатковий момент від ексцентриситету між двома пластинами та різні еластичні характеристики через алюмінієву стрічку та композитну пластину. Отже, наше завдання - розподілити навантаження рівномірно (розділити на однакові частини).

В нашій оптимізації ми змінимо товщину алюмінієвого ремінця, оскільки важко зробити CFRP із кінчною товщиною, причиною цього є незвична конструкція композиту. Також ми можемо змінити діаметр болта.

Примітка: У цій оптимізації були використані стандартні діаметри болтів у дюймах.

Також буде змінено композит, робота описує деякі випадки, а саме вуглецеве волокно 90,45,0 градусів армування.

#### 1. Вуглецеве волокно з армуванням 90 градусів

$$t_1 = t_2 = 0,148 \text{ в} = \text{const}$$

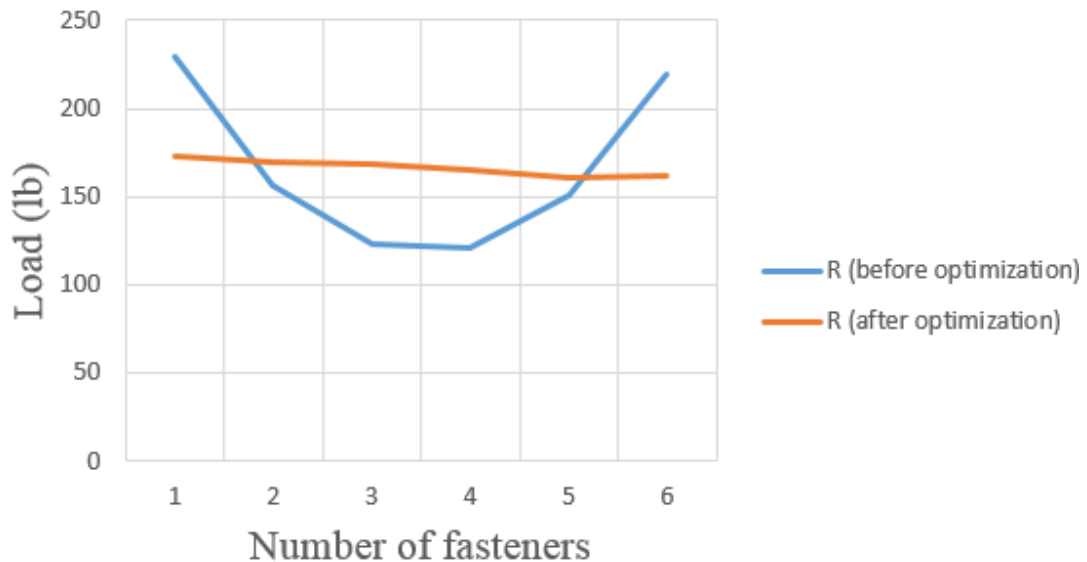
$d_i$  - змінна

$C_i$  - гнучкість кріплення Метод Тейта

Таблиця 15 Вхідні дані

	1	2	3	4	5	6
Ci (1 / дюйм на дюйм)	8.3E-06	5.5E-06	4.1E-06	4.1E-06	5.5E-06	8.3E-06
d (дюйми)	0,125	0,164	0,25	0,25	0,164	0,125
tp (in)	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148
P (фунт)	174	170	168	165	161	162

6 fasteners Load distribution



Малюнок 33 Результат першої оптимізації

Спочатку при оптимізації змін діаметрів болтів наш розподіл не є ідеальним, але це прийнятно для проектування, причиною нерівномірного (недосконалого) розподілу є стандартна класифікація діаметрів.

## 2. Вуглецеве волокно з армуванням 90 градусів

$t_1 \neq t_2$ ;  $t_2$  - змінна

$d_i = 0,25$  - конст

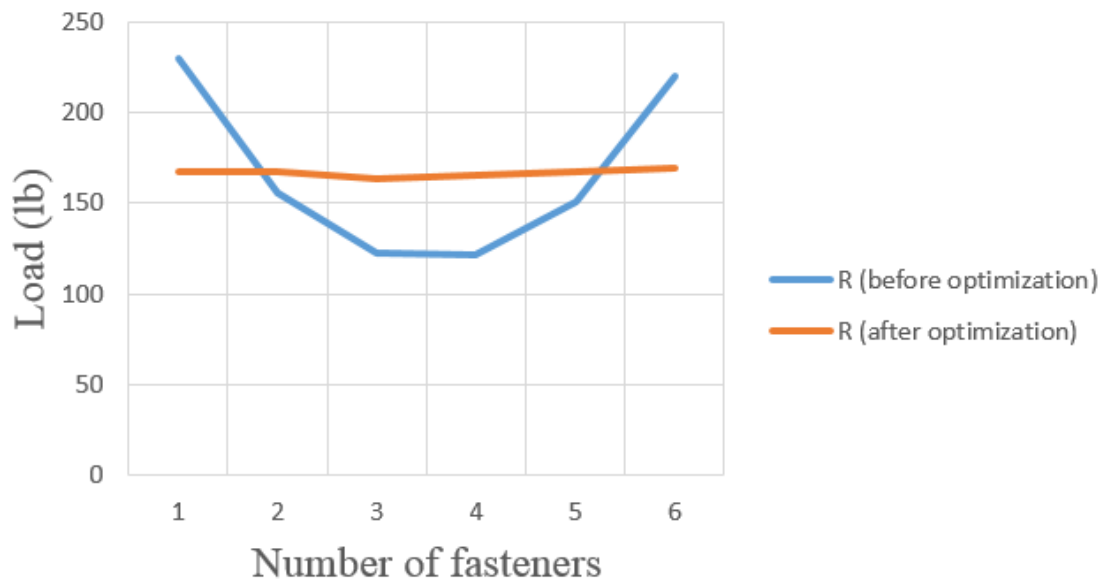
$C_i$  - гнучкість кріплення Метод Тейта

У цій роботі представлено лише декілька варіантів конструкції одинарного зсувного з'єднання з рівномірно розподіленим навантаженням кріплення.

Таблиця 16 Вхідні дані для другої оптимізації

d (дюйми)	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$C_i$ (1 / дюйм на дюйм)	6.1E-06	4.7E-06	4.2E-06	4.2E-06	4.3E-06	8.0E-06
tp (in)	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,046	0,085	0,13	0,24	0,11	0,03
P (фунт)	167	167	163	165	167	169

6 fasteners Load distribution



Малюнок 34 Результат другої оптимізації

Як ми можемо бачити з Таблиця 16 розподіл більш рівномірно майже ідеальний, але ця оптимізація має один великий недолік, а саме товщину біля першого та

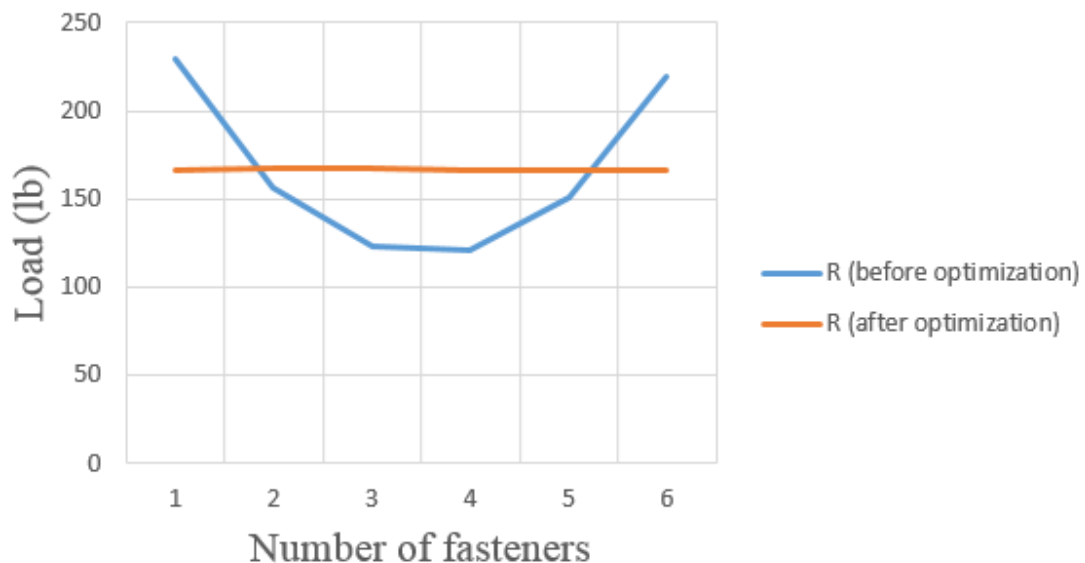


останнього кріпильних елементів - до 0,03 дюйма. Це важко розробити та використати. Тож ми можемо з'ясувати цю проблему, об'єднавши два варіанти між собою.

Таблиця 17 Вхідні дані для остаточної оптимізації

Ci (1 / дюйм на дюйм)	9.1E-06	5.9E-06	4.1E-06	4.1E-06	4.9E-06	7.5E-06
d (дюйми)	0,125	0,164	0,25	0,25	0,1875	0,125
tp (in)	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,167	0,178	0,14	0,175	0,15	0,125
P (фунт)	166.04	167,32	167.05	166,78	166,54	166,27

6 fasteners Load distribution

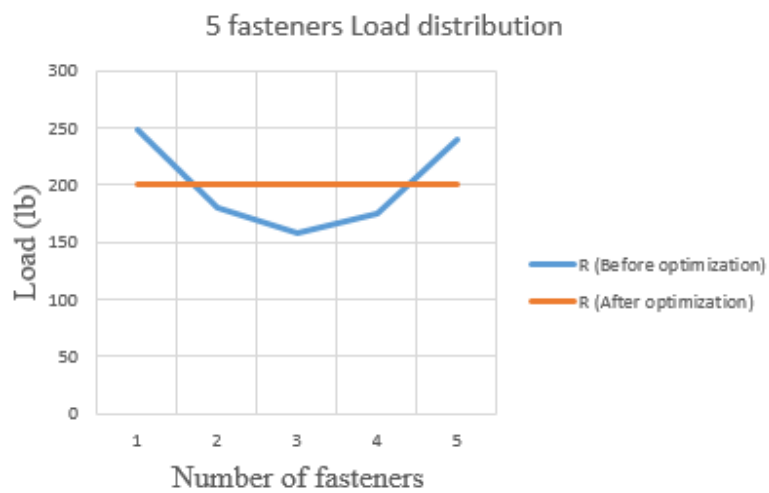


Малюнок 35 Результат остаточної оптимізації для 6 кріплень

Нарешті ми отримуємо ідеальний результат, розподіл навантаження рівномірний. Поєднання змін товщини та діаметра болта дає нам ідеальний результат. Тоді цей метод комбінування застосовуватиметься до інших випадків, для розподілу навантаження між 2,3,4,5 кріпленнями.

Таблиця 18 Вхідні дані для 5 кріплень

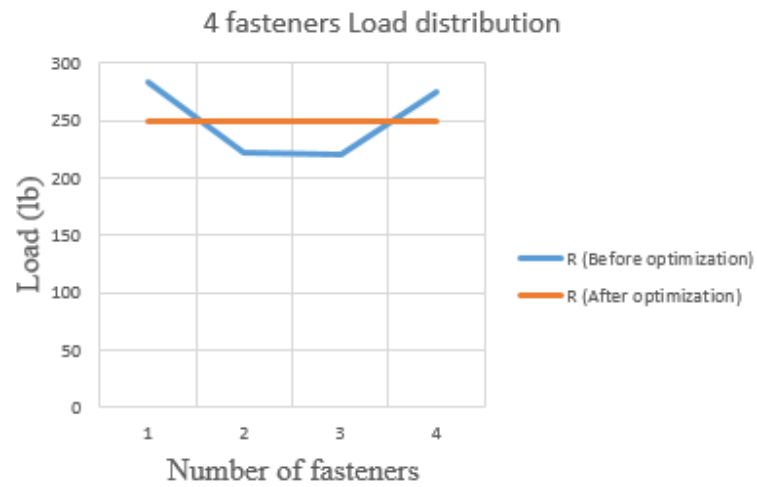
	1	2	3	4	5
Ci (1 / дюйм на дюйм)	7.5E-06	5.3E-06	4.8E-06	5.5E-06	7.6E-06
d (дюйми)	0,125	0,164	0,19	0,164	0,125
tp (in)	0,148	0,148	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,125	0,12	0,14	0,14	0,128
P (фунт)	200	200	200	200	200



Малюнок 36 Оптимізація для 5 кріплень

Таблиця 19 Вхідні дані для 4 кріплень

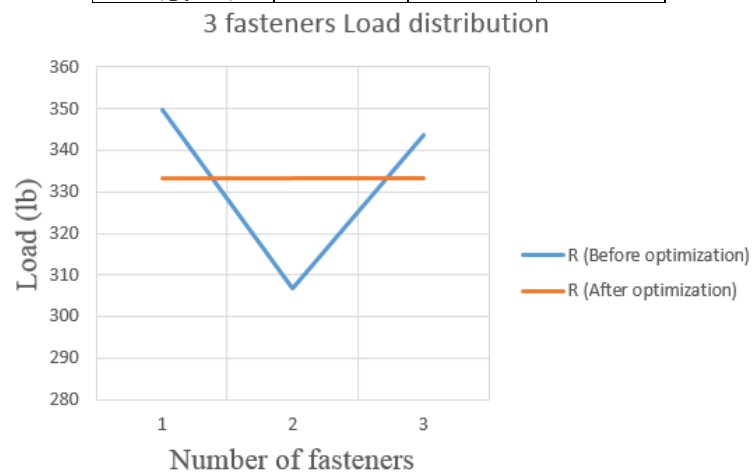
	1	2	3	4
Ci (1 / дюйм на дюйм)	5.7E-06	4.1E-06	4.1E-06	5.5E-06
d (дюйми)	0,164	0,25	0,25	0,164
tp (in)	0,148	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,164	0,137	0,144	0,14
P (фунт)	250	250	250	250



Малюнок 37 Оптимізація для 4 кріплень

Таблиця 20 Вхідні дані для 3 кріплень

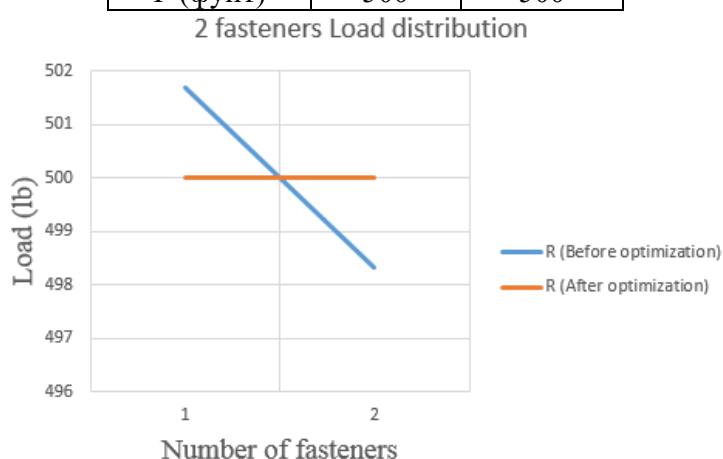
	1	2	3
Ci (1 / дюйм на дюйм)	4,8E-06	4,1E-06	4,8E-06
d (дюйми)	0,19	0,25	0,19
tp (in)	0,148	0,148	0,148
ts (в)	0,123	0,142	0,12
P (фунт)	333	333	333



Малюнок 38 Оптимізація для 3 кріплень

Таблиця 21 Вхідні дані для 2 кріплень

	1	2
Ci (1 / дюйм на дюйм)	4,1E-06	4,1E-06
d (дюйми)	0,25	0,25
tp (in)	0,148	0,148
ts (в)	0,144	0,165
P (фунт)	500	500



Малюнок 39 Оптимізація для 2 кріплень

## 4. Стартап-проект

### 4.1. Опис ідеї проекту

Розділ містить маркетинговий аналіз стартап-проекту, визначає можливості та доцільність його виведення на ринок.

Таблиця 22 Опис стартап-проекту

Зміст проекту	Напрямки застосування	Переваги для користувача
Визначення гнучкості кріплення	Конструкція літака для розрахунку з'єднання з високим навантаженням	1) Простий інтерфейс
		2) Визначення та оптимізація швидкості та правильності

Новий метод визначення гнучкості кріплення досліджує роботу металокомпозитних з'єднань з армуванням шарів композиту відповідно  $0, \pm 15, \pm 30, \pm 45, \pm 60, \pm 75, 90$  градусів і допомагає зробити це швидко і правильно

## 4.2. Аудит технологій

Реалізувати ідею проекту можна за допомогою польових випробувань та статистичного аналізу. **В**О**шибка! Источник ссылки не найден.** аналіз потенційних технічних та економічних переваг цієї ідеї в порівнянні з конкурентом №1 (іноземні колеги в галузі авіації та машинобудування).

Таблиця 23 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик проектної ідеї

№	Техніко-економічні характеристики ідеї	W	N	S
1.	Готівкою	Конкурент №1	-	Мій проект
2.	Метод оцінки	-	Конкурент №1	Мій проект
3.	Складність розрахунку	-	-	-

Таблиця 24 Технологічна доцільність ідеї проекту

№	Ідея проекту	Технологія її реалізації	Наявність технології	Наявність технологій
1.	Визначальні властивості металокомпозитного з'єднання	Простий інтерфейс	+	+
		Швидкий доступ до різних пристроїв		
Обрану технологію можна впровадити				

За показниками стану ринку можна зробити висновок, що цей проект є прибутковим.

#### 4.3. Аналіз ринкових можливостей для запуску стартап-проекту

Визначити ринкові можливості, які можуть бути використані при ринковій реалізації проекту, та ринкові загрози, які можуть перешкоджати реалізації проекту, досить складно, враховуючи, що різні методи вирішення поставленої задачі є елементом довгострокової наукової розробки промисловості. Тобто оцінити потенційний ринок для стартап-проекту можливо лише в довгостроковій перспективі, не виходячи з чітких числових характеристик ринку.

Давайте проаналізуємо ринкові можливості для реалізації нашого проекту. Для початку ми проведемо аналіз попиту: наявність попиту, обсяг та динаміку розвитку ринку/

**Ошибка! Источник ссылки не найден.** Попередній опис потенційного ринку стартап-проектів

№	Показники стану ринку	Характеристика
1.	Кількість основних гравців, одиниць	2
2.	Загальний обсяг продажів, грн. / Од	100
3.	Динаміка ринку	збільшити
4.	Обмеження входу	Відсутній
5.	Конкретні вимоги до стандартизації та сертифікації	доступні
6.	Середня норма прибутку в галузі, %	100%

За показниками стану ринку можна зробити висновок, що цей проект є прибутковим.

Визначте потенційні групи споживачів.

Потенційні групи споживачів можна приблизно розділити на основних та вторинних споживачів. Первинна група - районна та обласна авіація. Надалі ми визначимо потенційні групи споживачів

Таблиця 25

Таблиця 25 Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№	Потреба, яка формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінності в поведінці різних потенційних цільових споживачів	Вимоги споживачів до товару
1.	Незвичайна арматура для композиту	Дочірні компанії Boeing	Фінанси	Швидкість визначення та простота

З огляду на конкурентну ситуацію, є можливість працювати на цьому ринку. Щоб бути конкурентоспроможним на ринку, проект повинен мати такі характеристики, як швидкість розрахунку та наявність програмного забезпечення.

На основі проведеного аналізу конкуренції та з урахуванням характеристик ідеї проекту, вимог споживачів до таблиці та факторів маркетингового середовища визначте та обґрунтуйте перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз формалізований в Таблиця 26

Таблиця 26 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (посилання на фактори, що роблять зміст порівнянням конкуруючих проектів)
1	менша потреба у витратах	Не потрібно повторювати операції
2	Точність тесту	Покращення результатів
3	Швидкість обчислення	Максимальне вичерпання ресурсів

Відповідно до виявлених факторів конкурентоспроможності Таблиця 26 ми проаналізуємо сильні та слабкі сторони мого стартап-проекту Таблиця 27

Заключним етапом ринкового аналізу можливостей реалізації проекту є складання SWOT-аналізу (матриця сили та слабкості, проблеми та можливості на основі



вибраних ринкових загроз та можливостей, а також сильних та слабких сторін Таблиця 27.

Таблиця 27 Порівняльний аналіз сильних і слабких сторін "Розробка

№	Фактор конкурентоспроможності	Окуляри 1-20	Конкурентний рейтинг виробів у порівнянні з проектом "Проектування високонавантаженого цільного металокомпозитного з'єднання мінімальної маси"						
			-3	-2	-1	0	1	2	3
1	менша потреба у витратах	20				•			
2	Точність розрахунків	20			•				
3	Використовуючи отримані дані	20					•		
4	Точність розрахунку в проекті	15					•		

висконавантаженого суцільнометалевого композиційного з'єднання мінімальної маси"

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості - це вплив факторів і, навпаки, ще не реалізовані на ринку і, ймовірно, мають місце.

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи поведінки на ринку для запуску стартап-проекту на ринок та приблизних оптимальних термінів їх реалізації на ринку з огляду на можливі проекти потенційних конкурентів.

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору часу та ймовірності отримання ресурсів

Таблиця 28.

Таблиця 28 Альтернативи введенню на ринок стартап-проекту

№ п / п	Альтернатива поведінці на ринку	Ймовірність отримання ресурсів	Умови реалізації
1	Публічний огляд, огляд існуючих досліджень (аналогів), державне затвердження	високий	2 місяці
2	Публікація, підтвердження цього експерименту, державне затвердження	Високий	10 місяців

Із наведених альтернатив ми оберемо першу, оскільки отримання ресурсів простіше і вірогідніше, а терміни впровадження коротші.

### **Висновок**

1. Програма, розроблена в процесі роботи, схожа на розрахунки з існуючими програмами, але:
  - Має простий інтерфейс
  - У вас немає чогось таємного чи приватного, як-от "чорна скринька"
  - Створено в програмі Excel
  - Може використовуватися для створення більш складного шаблону в Excel.
2. Гнучкість кріплення залежить від декількох компонентів, таких як: болтовий зсув, болтовий підшипник, пластинчастий підшипник.
3. Екстремальні кріплення беруть на себе велику частину навантаження, щоб використовувати плиту різної товщини або діаметра з різним розміром.
4. Процес оптимізації для одного зсувного з'єднання, процес намотування дуже важливий з точки зору ваги конструкції, а отже, і економічної цінності, оскільки дозволяє рівномірно розподілити навантаження на кріплення.

### Список літератури

1. Йоган Соберберг, Метод скінченних елементів для розрахунку розподілу навантаження в болтових з'єднаннях.
2. Карпов Я.С. Соединение деталей и агрегатов из композиционных материалов / Я.С. Карпов. - Х .: Нац. аерокосм. ун-т "Харьк. авіац. ін-т", 2006. - 359 с.
3. Ротімі Йосип Олулеке. Дисертація, подана в університет Манчестера на здобуття наукового ступеня доктора філософії на факультеті техніки та фізики.
4. Michael CY Niu. Композитні конструкції планерних конструкцій практична інформація та дані щодо проектування, 1992. - 662 с.
5. М. Б. Тейт і С. Дж. Розенфельд. Попереднє дослідження навантажень, що перевозяться окремими болтами в болтових з'єднаннях. Технічний звіт TN-1051, Національний консультативний комітет з аеронавтики, 1946 рік.
6. Л. Джарфолл. Установки кріплення на зсув. Звіт КН R-3360, Saab-Scania, 1983.
7. Х. Хат. Експериментальне визначення гнучкості кріплення. Звіт LBF-Bericht 4980, Fraunhofer-Institut fur Betriebsfestigkeit, Дармштадт, 1983.
8. В. Барруа. Напруження та переміщення внаслідок перенесення навантаження кріпильними елементами в конструкційних вузлах. Механіка інженерних руйнувань, 10 (1): 115-176, 1978.
9. ESDU. Гнучкість та розподіл навантаження у багатоболтових шарнірних з'єднаннях, що зазнають осьових навантажень у площині. Елемент даних, Блок даних технічних наук, 2001.
10. К. Нордін. Bultflexibilitet для drag-och skjuvbelastade skruvforband I KAP. Звіт FKHK-1-82.045, Saab-Scania, 1982.
11. Звіт підрядника NASA 3710, Критичні з'єднання у великій композитній конструкції літака, 1983, 44сторінки.
12. Слицкоухов, Ю.В. Конструкції з дерева та пластмасс / Ю.В. Слицкоухов, В.Д. Буданов. - М .: Стройиздат, 1986. - 545с.

13. Гайдачук, А.В. Математичне моделювання процесу отворів композиційної ремонтної накладки / А.В. Гайдачук, Л.В. Смовзюк, М.А. Шевцова // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. - 2008. - №6. - с. 11-16.
14. ГОСТ 19804-91. Сваи железобетонные. Технічні умови. - Взамен ГОСТ 19804.0-78; введено в дію з 28.11.91. - М.: Государственный стандарт СССР, 1991. - 22 с.
15. Карпов, Я.С. Проектування деталей та агрегатів із композитів: навчальник / Я.С. Карпов. - Х.: Нац. Аэрокосм. Ун-т "Харьк. авіац. ін-т", 2010. - 768 с.
16. Х. Хат. Вплив гнучкості кріплення на прогнозування передачі навантаження та терміну служби втоми для багаторядних з'єднань. Втома в механічно скріплених композитних та металевих з'єднаннях, ASTM STP927, сторінки 221-250, 1986.
17. Дж. Брандт. Формувальник для роботи з builtflexibilitet. Прелімінарна утгава. Звіт FKH R-3303, Saab-Scania., 1982.